

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Přídavné zařízení na Zetor 6911
Additional Equipment for Zetor 6911

Student:

Lukáš Trlica

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Trlica**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Přídavné zařízení na Zetor 6911**
Additional Equipment for Zetor 6911

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh přídavného zařízení pro přepravu a nakládku neopracované kulatiny. Nosič navrženého zařízení bude kolový traktor značky ZETOR 6911. Návrh přídavného zařízení koncipujte tak aby pro jeho širší využití byla možnost připojení dalších přídavných zařízení.

Výchozí parametry:

Max. hmotnost nákladu: 600 kg
Max. průměr kulatiny: 0,65m
Max. délka kulatiny: čtyřnásobek šířky traktoru
Min. zdvih: 1800 mm

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení čelního nakladače,
- detailní konstrukční zpracování řešení konstrukce ramen, pohonu a uchycení na konstrukci traktoru včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu min.1xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1]FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
[2]ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
[3]NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
[4]LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
[5]KRÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony.* Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
[6]Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
[7]Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 20. 5 2013



podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Trlica

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Jasenická 824

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

TRLICA, L. *Přídavné zařízení na Zetor 6911 : bakalářská práce*. Ostrava :VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2013. 65 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem přídavného zařízení na Zetor 6911. Požadavky na zařízení jsou nosnost nákladu 600kg, průměr převážené kulatiny 0,65m, délka kulatiny čtyřnásobek šířky traktoru a minimální zdvih 1,8m. V úvodu je vysvětlení k čemu daná zařízení slouží a čím jsou přínosná. Na základě sériově vyráběných zařízení je navrženo řešení daných uzlů tak, aby vyhovovalo zadání. Následně jsou řešeny otázky stability, vhodných rozměrů, tvaru a působení sil v pracovních polohách. Dále jsou provedeny výpočty čepů, svarů a šroubových spojení, které se na přídavném zařízení typu čelního nakladače vyskytují. V závěru je zhodnoceno celkové řešení a použití zařízení. Přílohy obsahují technickou dokumentaci k použitým dílům.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

TRLICA, L. *Additional Equipment for Zetor 6911 : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, 2013. 65 p. Thesis head: Kovář, L.

This thesis deals with the structural design of additional equipment for Zetor 6911. Equipment requirements are load capacity 600 kg, diameter of overbalanced logs 0.65 m, length of logs are four times the width of the tractor and minimum uplift 1.8 m. In the beginning there is an explanation of the device and what are the benefits of device. On the basis of mass-produced devices, the solution of the nodes is proposed to suit the task. Then there is an solution of stability, shape and finally application of the forces in working process. My next point is about calculation of tenons, welds and screw connections, which are included on the device. In the end, there is an assessment of total solution and use of device. Attached files contain technical documentation for used parts.

Obsah

Seznam požitého značení.....	11
0 Úvod.....	14
0.1 Cíle bakalářské práce	14
1 Zhodnocení stávajícího stavu techniky	15
2 Výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií a popis funkce	16
2.1 Uchycení pístů	16
2.2 Systém pro uchycení vyrovnávání neseného nářadí (paralerogram)	17
2.2.1 Pevná táhla uchycených	17
2.2.2 Kopírování tvaru ramene	18
2.2.3 Uchycení táhel do nosiče nářadí.....	18
2.2.4 Přídavná zařízení	20
2.3 Uchycení nakladače na traktor.....	20
2.4 RAMENA	21
3 Projekční návrh kompletního řešení čelního nakladače.....	21
3.1 Rozložení zatížení na traktor	21
3.1.1 Zatížení přední nápravy	22
3.1.2 Návrh konstrukce ramen a výpočet sil ve 3. polohách zdvihu	24
3.2 Uchycení nakladače na konstrukci traktoru.....	33
3.2.1 Výpočet tahové síly působící v tyčích zamezující klopné momenty	33
3.2.2 F_{TX} -síla v táhlech v ose X.....	34
Výpočet síly v táhlech stahování	35
3.2.3 Výpočet síly od klopného momentu ve směru y	35
3.3 Navržení tvaru a geometrie radlice	35
3.3.1 Zjištění síly působící v soustavě.....	35
3.3.2 Zjištění největšího zatížení radlice	35
4 Technický popis zařízení.....	39

5	Detailní konstrukční zpracování řešení	40
5.1	Výpočet minimálního průměru táhla	40
5.1.1	Výpočet průměru ze zatěžující síly	40
5.1.2	Výpočet tuhosti v tahu šroubu	41
5.1.3	Výpočet tuhosti v tlaku přírub	42
5.1.4	Výpočet sil působících na šroub	43
5.1.5	Výpočet utahovacího momentu	45
5.1.6	Kontrola bezpečnosti šroubu	45
5.2	Kontrola šroubů upevňující čelní nakladač na rám traktoru	45
5.2.1	Výpočet přitlačné síly	47
5.2.2	Síla na jeden šroub	47
5.2.3	Přítlačná síla	47
5.2.4	Kontrola rozměru šroubů	47
5.2.5	Kontrola otlačení závitů	48
5.2.6	Výpočet tuhosti v tahu šroubu	49
	Výpočet tuhosti v tlaku přírub	50
5.2.7	Výpočet sil působících na šroub	50
5.2.8	Výpočet utahovacího momentu	51
5.2.9	Kontrola bezpečnosti šroubu	51
5.3	Navržení rozměru táhel vyrovnávání	52
5.3.1	Napětí v daném průřezu	52
5.4	Výpočet průměru čepů vyrovnávání táhel	52
5.4.1	Ohyb	53
5.4.2	Smyk	54
5.4.3	Otláčení	54
5.5	Výpočet svaru kolem čepu vyrovnávání táhel	54
5.5.1	Smyk	55

5.5.2	Ohyb	55
5.5.3	Pevnostní kontrola na složené namáhání	56
5.6	Výpočet průměru čepů pístů	56
5.6.1	Ohyb	57
5.6.2	Smyk	57
5.6.3	Otlačení	58
5.7	Navržení tvaru a rozměrů konzoly spodního uchycení pístu	58
5.7.1	Popis působení sil	58
5.7.2	Použití vzpěry mezi písty	59
5.7.3	Zajištění čepu proti axiálnímu posunutí	59
5.7.4	Popis konstrukce	59
5.7.5	Definice okrajových podmínek	60
5.7.6	Výsledky a zhodnocení výsledných hodnot.	60
5.8	Výpočet svaru uchycení vidlice pístu na rameno nakladače	61
5.8.1	Smyk na jednu vidlici	62
5.8.2	Ohyb na jednu vidlici	63
5.8.3	Pevnostní kontrola na složené namáhání	63
5.9	Výpočet svaru uchycení vidlice nesoucí rameno nakladače	63
5.9.1	Tah ve svaru vidlice	64
5.10	Výpočet čepu pístu radlice	65
5.11	Výpočet čepu pantů radlice	65
5.11.1	Síla na jeden pant	66
5.11.2	Ohyb	66
5.11.3	Smyk	67
5.11.4	Otlačení	67
5.12	Navržení tvaru uchycení pístu zavírání radlice	67
5.12.1	Popis působení sil	68

5.12.2	Popis konstrukce.....	68
5.12.3	Definice okrajových podmínek	69
5.13	Výsledky a zhodnocení výsledných hodnot.....	69
6	Závěr	71
	Použitá literatura	73
	Seznam příloh.....	74

Seznam požitého značení

Značka	Význam	Jednotka
a	Obecný rozměr	[mm]
b	Obecný rozměr	[mm]
$C_{PŘ}$	Tuhost příruby	[MPa]
C_S	Tuhost šroubu	[MPa]
c	Obecný rozměr	[mm]
D	Obecný rozměr průměru	[mm]
d	Obecný rozměr	[mm]
d_D	Průměr díry pro šroub	[mm]
d_{RED}	Redukovaný průměr trubky	[mm]
d_1	Velký průměr závitu	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
$E_{PŘ}$	Modul pružnosti příruby	[MPa]
E_S	Modul pružnosti šroubu	[MPa]
F	Obecná síla	[N]
F_B	Síla vyvolaná váhou břemene	[N]
F_N	Síla na nápravu	[N]
F_{NAK}	Síla vyvolaná váhou nakladače	[N]
F_O	Osová síla	[N]
F_P	Přítlačená síla	[N]
$F_{P1,2,3}$	Síla v pístu v poloze 1, 2, 3	[N]
F_{PDX3}	Síla ve spodním uchycení pístu ve směru X	[N]
F_{PDY3}	Síla ve spodním uchycení pístu ve směru Y	[N]
F_{PHX3}	Síla v horním oku pístu ve směru X	[N]
F_{PHY3}	Síla v horním oku pístu ve směru Y	[N]
F_{PRO}	Síla vyvozená protiváhou traktoru	[N]
F_{PR}	Síla v pístu radlice	[N]
F_{PX3}	Síla pístu radlice ve směru X	[N]
F_{PY3}	Síla pístu radlice ve směru Y	[N]
$F_{R1,2,3}$	Síla na špici radlice	[N]
$F_{PŘMIN}$	Minimální síla v přírubě	[N]
F_{Sa}	Amplituda	[N]

F_{Sh}	Horní velikost amplitudy	[N]
F_{Sm}	Střední velikost amplitudy	[N]
F_{ξ}	Síla v šroubu	[N]
$F_{T1,2,3}$	Síla v táhlech	[N]
F_{TX}	Síla v táhlech ve směru X	[N]
F_{TS}	Síla v táhlech stahování	[N]
$F_{XP1,2,3}$	Síla pístu ve směru X a poloze 1, 2, 3	[N]
$F_{XT1,2,3}$	Síla v táhlech ve směru X a poloze 1, 2, 3	[N]
$F_{YP1,2,3}$	Síla pístu ve směru Y a poloze 1, 2, 3	[N]
$F_{YT1,2,3}$	Síla v táhlech ve směru Y a poloze 1, 2, 3	[N]
F_Z	Síla v závitu	[N]
f	Součinitel tření	[-]
f_Z	Součinitel tření v závitu	[-]
G_B	Tíha břemene	[N]
G_{CPN}	Nejvyšší zatížení přední nápravy	[N]
G_N	Tíha nakladače	[N]
G_{PNDOV}	Zatížení přední nápravy dovolené	[N]
G_{PNP}	Pohotovostní zatížení přední nápravy	[N]
G_R	Tíha ramen	[N]
G_{ZN}	Tíha na zadní nápravu	[N]
H	Výška matice	[mm]
h	Hloubka závitu	[mm]
k	Bezpečnost kluzu	[-]
k_S	Statická bezpečnost	[-]
k_3	Součinitel pro ruční svařování el. obloukem	[-]
k_4	Součinitel pro ruční svařování el. obloukem	[-]
L_Z	Délka závitové části	[mm]
M_A	Moment kolem obecného bodu A	[Nmm]
M_B	Moment kolem obecného bodu B	[Nmm]
M_C	Moment kolem obecného bodu C	[Nmm]
M_K	Klopný moment	[Nmm]
M_{OMAX}	Maximálně ohybný moment	[Nmm]
M_S	Stabilizující moment	[Nmm]
M_U	Utahovací moment	
m_B	Hmotnost břemene	[kg]

m_{NAK}	Hmotnost nakladače	[kg]
m_R	Hmotnost ramen	[kg]
m_{ZN}	Pohotovostní zatížení zadní nápravy	[kg]
n	Počet šroubů	[ks]
P	Rozteč	[mm]
p_{DOV}	Dovolený tlak	[MPa]
P_h	Stoupání	[mm]
p	Tlak	[MPa]
$R_{A1,2}$	Síla v uchycení ramen v poloze 1, 2	[N]
R_{AX3}	Síla v uchycení ramen ve směru X a v poloze 3	[N]
R_{AY3}	Síla v uchycení ramen ve směru Y a v poloze 3	[N]
R_e	Mez kluzu v tahu	[MPa]
$R_{UR1,2}$	Síla v uchycení radlice v poloze 1, 2	[N]
R_3	Zaoblený výběh závitu	[mm]
S	Obecná plocha	[mm ²]
S_K	Velikost šestihranu	[mm]
S_{PR}	Průřez redukované trubky	[mm ²]
S_l	Plocha závitu	[mm ²]
s	Součinitel stability	[-]
Z	Počet závitu	[ks]
z	Obecný rozměr	[mm]
W_o	Kvadratický moment	[mm ⁴]
α	Úhel komolého dvojkužele	[°]
β	Součinitel tloušťky koutového svaru	[-]
φ'	Úhel tření	[°]
σ_O	Namáhání v ohybu	[MPa]
σ_T	Namáhání v tahu	[MPa]
σ_{RED}	Namáhání v tahu redukované	[MPa]
σ_{DOV}	Namáhání v tahu dovolené	[MPa]
$\tau_{//}$	Smyk od síly rovnoběžné se svarem	[MPa]
τ_{\perp}	Smyk o síly kolmé na svar	[MPa]
τ	Namáhání v krutu	[MPa]
τ_S	Namáhání ve smyku	[MPa]
ψ	Úhel stoupání	[°]

0 Úvod

Cílem bakalářské práce je projekčně-konstrukční návrh přídavného zařízení pro přepravu a nakládku neopracované kulatiny. Nosič navrženého zařízení bude kolový traktor značky ZETOR 6911. Návrh přídavného zařízení koncipujte tak aby pro jeho širší využití byla možnost připojení dalších přídavných zařízení. Celý návrh vychází ze čtyř požadavků. Požadavky na zařízení jsou nosnost nákladu 600kg, průměr převážené kulatiny 0,65m, délka kulatiny čtyřnásobek šířky traktoru a minimální zdvih 1,8m.

0.1 Cíle bakalářské práce

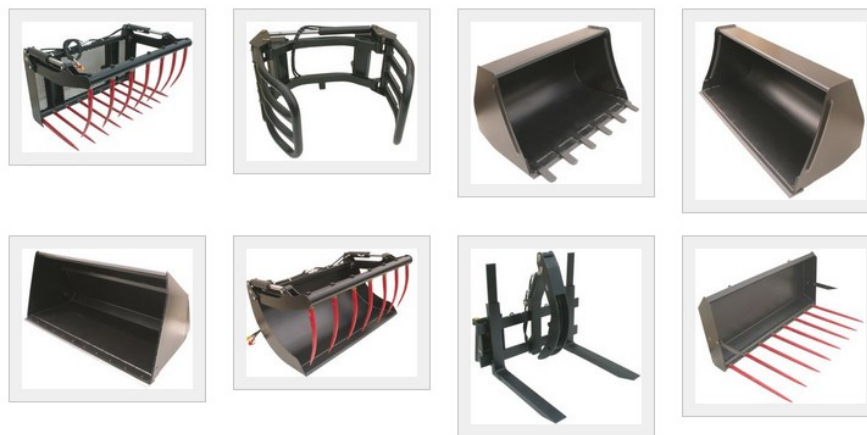
- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení čelního nakladače,
- detailní konstrukční propracování řešené konstrukce ramen, pohonu a uchycení na konstrukci traktoru včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu min. 1xA0

1 Zhodnocení stávajícího stavu techniky

Čelní nakladač je stále běžnějším příslušenstvím k traktorům. Traktor je zdrojem energie, ale bez dalšího příslušenství nebo přípojného zařízení nemá žádného využití. Čelní nakladač výrazně zvyšuje škálu použití traktoru. Především jde o využití traktoru jako manipulátoru s břemeny, případně přemísťování sypkých hmot. K čelnímu nakladači lze připojit celá řada přídatných zařízení a tím ještě zvýšit jeho možnosti využití. Jedná se o lopaty na sypký materiál, vidle na balíky, paletizační vidle, kleště na balíky nebo kulatinu, kleště na hnůj a spoustu dalších. Přitom investice do čelního nakladače je zhruba ve výši cca 20% z ceny nového traktoru. Při výběru typu a nosnosti nakladače, je nutné brát zřetel na výkon traktoru a v neposlední řadě také na dovolené zatížení přední nápravy. Cenu čelního nakladače určuje jeho zdvihová síla, výška zdvihu a dodávané vybavení. Velmi rozšířené traktorové čelní nakladače jsou vhodné spíše na menší farmy, kde nedochází k přesunům velkého množství materiálu. Na výrobu se specializuje řada firem např. Trac-Lift, Quicke, Trima, MX, CLASS a další.



Obrázek 1 - Traktor s čelním nakladačem [5]

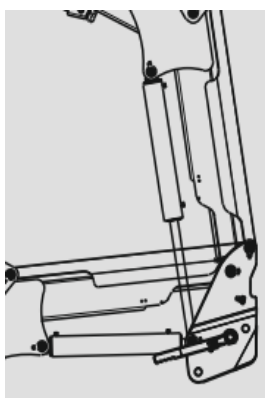


Obrázek 2 - Nářadí k čelním nakladačům [5]

2 Výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií a popis funkce

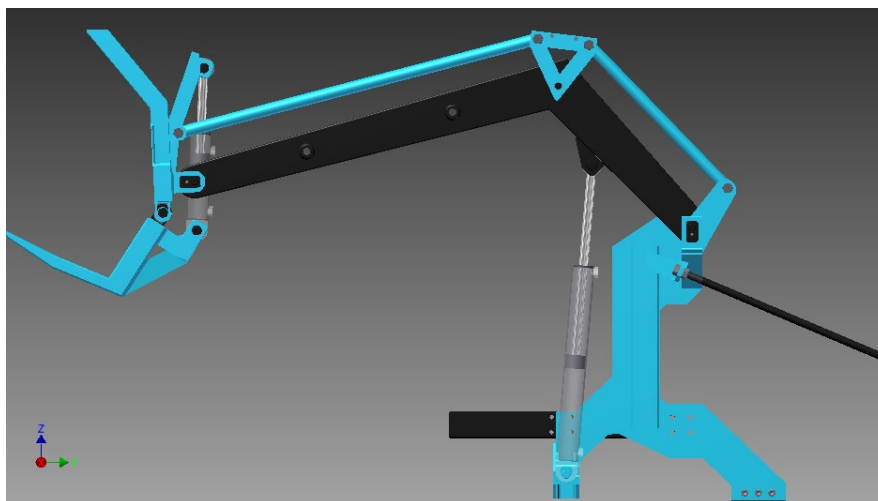
2.1 Uchycení pístů

Ve všech případech sériově vyráběných zařízení, jsou pístnice uchyceny podélně s ramenem nakladače. Toto řešení umožňuje uchycení všech prvků nakladače (uchycení ramen, vyrovnávacího systému a pístnic) v jednom místě. V tomto místě je instalován přípojný systém nakladače na konzoly umístěné napevno na traktoru.



Obrázek 3 - Trac-lift uchycení pístů [6]

Při řešení jsem vycházel ze zadání, kde nebyl požadavek na demontáž zařízení. Proto nejsem omezen uchycení pístu i ramen do jednoho místa, aby bylo možné je najednou odpojit od traktoru. Tudíž si můžu dovolit použití svislého umístění pístnic. Toto řešení mimo jiné zabrání vzniku zvýšeného namáhání čepu ramene.



Obrázek 4 - Návrh čelního nakladače – uchycení pístů

2.2 Systém pro uchycení vyrovnávání neseného nářadí (paralerogram)

Tento systém zajišťuje stejnou polohu pracovního nářadí v každé výšce zdvihu ramen. Jde o komplikované zařízení, a proto jej rozdělím na jednotlivé konstrukční uzly.

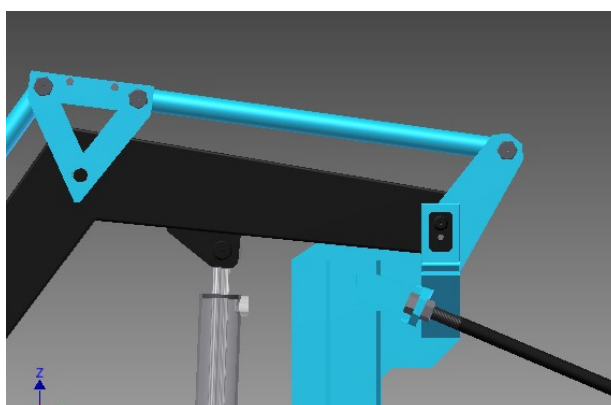
2.2.1 Pevná táhla uchycených

Jsou uchycena pevně k rámu společně s rameny a pístnicemi.



Obrázek 5 - Trac-Lift - pevná táhla [6]

Při řešení tohoto uzlu není jiná volba. Táhlo je spojeno s přírubou pomocí šroubu M20. Nechtěné povolení matice je zabezpečeno pomocí šroubu menšího průměru zašroubovaného do konce šroubu M20 tím dojde k zakontrování matice.



Obrázek 6 - Návrh čelního nakladače - pevná táhla

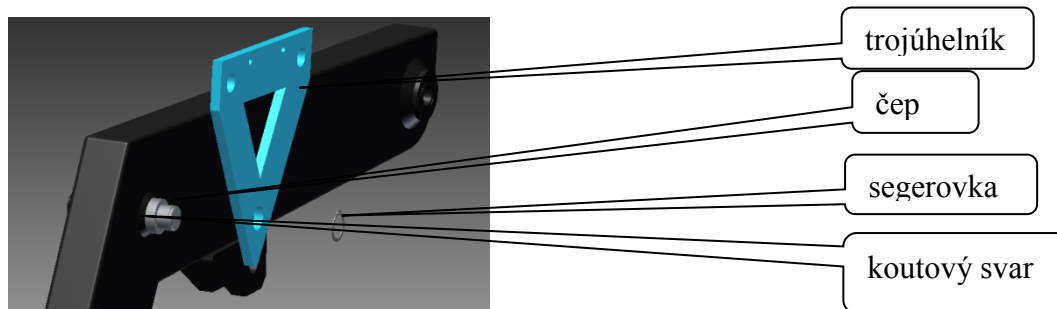
2.2.2 Kopírování tvaru ramene

V této části se provedení výrobců liší v umístění osy otáčení a roztečí. Princip a tvar trojúhelníku však zůstává v podstatě stejný. Dále jsou v táhlech integrované pístnice zajišťující naklápění přídatného nářadí.



Obrázek 7 - Trac-Lift - kopírování tvaru ramene [6]

V tomto konstrukčním uzlu jsem návrh zvolil velmi podobně jen s rozdílem použití pevných tyčí bez pístnic. Důvodem je jiná koncepce zařízení. Podrobnosti níže.



Obrázek 8 - Návrh čelního nakladače – řešení kopírování tvaru ramene

Čep, kolem kterého dochází k otáčení z důvodu kopírování tvaru ramene, je pevně ustaven na rameni pomocí koutového svarového spojení. Axiální pohyb je zajištěn pomocí segerovky. Dvojice trojúhelníku je v horní části spojena rozpěrkou. To také umožňuje pevné stažení čepů a zároveň volný otáčivý pohyb vyrovnávacích tyčí.

Vyrovnávací tyče obsahují závit a šroub tím lze docílit přesného nastavení obou stran. Případně může být nastaven sklon celé radlice mechanicky.

2.2.3 Uchycení táhel do nosiče nářadí.

Jde o jedno z komplikovanějších míst. Pomocí pákového mechanismu je docíleno splnění požadavků na dostatečný rádius pohybu nosiče nářadí viz Obrázek 9. Existují i jiná řešení, například jednoúčelové nevýměnné nářadí viz Obrázek 10.

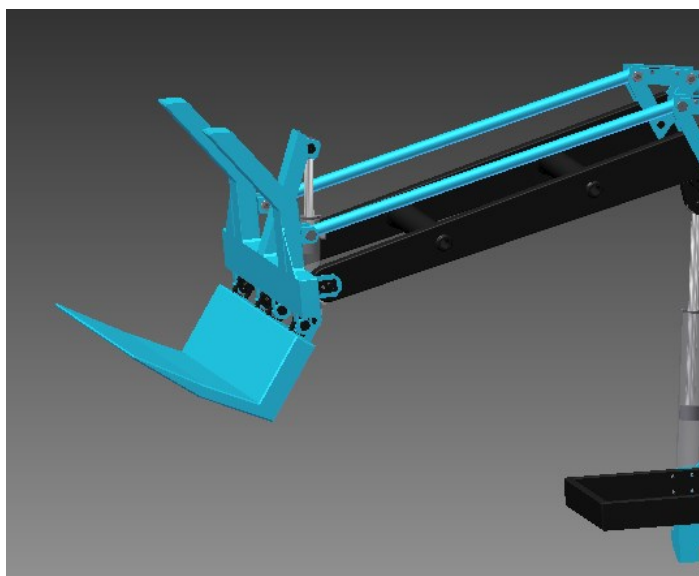


Obrázek 9 - Trac-Lift - uchycení táhel nosiče nářadí [6]



Obrázek 10 - Nízký rampovač s pohyblivou spodní částí radlice [7]

V tomto konstrukčním uzlu jsem vycházel z požadavku, že primárním použitím je přeprava kulatiny. To mě vedlo k návrhu v podobném stylu jako na Obrázek 10. Nosič nářadí jako takový se vůbec neobjevuje. Při navrhování tvaru radlice jsem vycházel z profesionálních lesnických nástavb na traktory českého výrobce Strojní závod Třeboň s.r.o. viz Obrázek 10. Při návrhu rozměrů jsem vycházel max. průměru kulatiny a sice 0,65m.



Obrázek 11 - Návrh čelního nakladače – pohyblivá spodní část radlice

2.2.4 Přídavná zařízení

Případné přídavné zařízení bude připojeno na spodní pohyblivou část radlice. Tímto způsobem bude vyřešeno pohyb přídavného zařízení a zároveň bude použito co nejmenšího počtu dílů. Cílem konstrukce se zjednoduší o další sadu pístnic, hadic a sekce rozvaděče. Nevýhodou je prodloužení vzdálenosti od traktoru a tím snížení nosnosti. Tato nevýhoda je však akceptovatelná jelikož primární funkcí je transport surového dřeva. Přídavná zařízení budou použita spíše sporadicky.

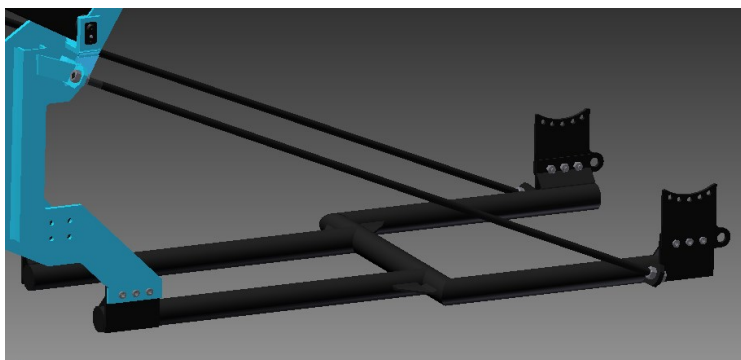
2.3 Uchycení nakladače na traktor

Slouží k rovnoměrnému přenesení zatížení nakladače na nápravy tak, aby nedocházelo k nadměrnému namáhání nosných částí traktoru. Mohlo by docházet k poškození litinových přírub mezi přední nápravou a motorem dále mezi motorem a převodovkou.



Obrázek 12 - Třeboňské podvázání [7]

Při řešení jsem vycházel z co nejjednoduššího a nejdostupnějšího materiálu, proto jsem zvolil trubkový rámu zespod traktoru. Zadní část je uchycena pomocí přírub k portálům traktoru. V přední části je uchycen k nosnému rámu nakladače. Horní část konzol nesoucí ramena nakladače je spojena pomocí tyčí s podvázáním, aby nevznikal ohybový moment od nakladače, který by způsobil nadměrné zatížení přírub spojení konstrukčních částí traktoru jako je motor, převodovka, skříň diferenciálu.



Obrázek 13 - Návrh čelního nakladače – podvázání

2.4 RAMENA

Požadavky na ramena jsou co nejvyšší tuhost, kterou zjišťují příčné výztuhami. Ty zabráňují vzniku neočekávaných zatěžujících momentů a síly při případném nerovnoměrném zatížení nosné části nakladače. Zároveň však nesmí být omezen výhled z kabiny řidiče ani přístup k jednotlivým celkům a dílům motoru.



Obrázek 14 - Návrh čelního nakladače – Ramena

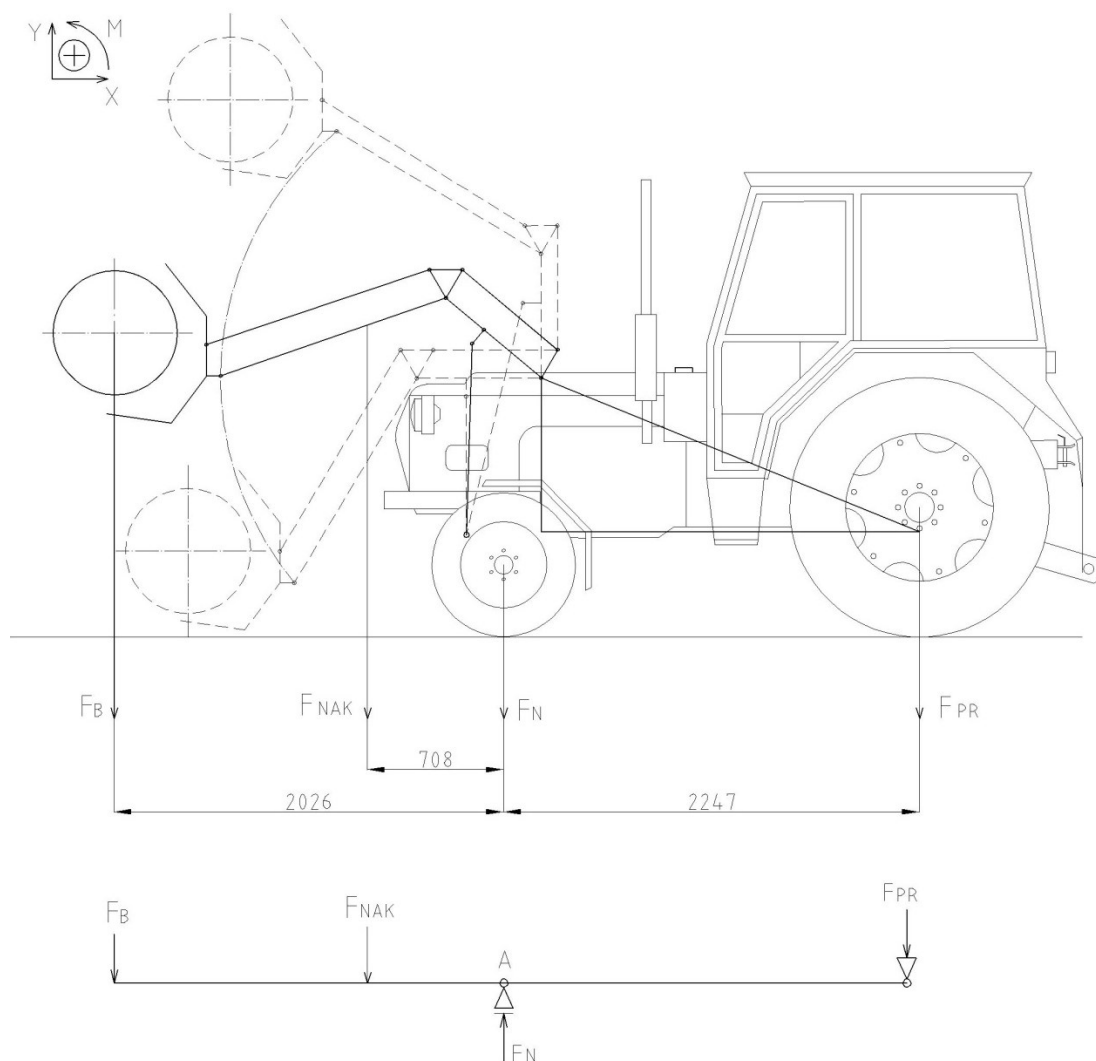
3 Projektční návrh kompletního řešení čelního nakladače

3.1 Rozložení zatížení na traktor

Čelní nakladač sám o sobě zatěžuje přední nápravu. Zatížení je o to větší, pokud je nakladač zatížen břemenem. Zatěžující břemeno uvažujeme v nejvzdálenější poloze od traktoru viz Obrázek 15 - Zatížení traktoru břemenem a samotnou tíhou nakladače. Dodržení povolené váhy břemene je zajištěno regulačním ventilem tlaku v hydraulickém okruhu. Je nutné kontrolovat zatížení přední nápravy dle tabulek výrobce vozidla. Dále také zjistit zda odlehčení zadní nápravy není tak velké, aby ohrozilo bezpečnost provozu.

Proto jako zdroj síly při pohybu ramen a radlice použijí přímočarých hydromotorů. Rozvod tlakového oleje v soustavě zajišťují oplétané hydraulické hadice. Rozdělení tlaku do příslušných větví zajišťuje 3 cestný hydraulický rozvaděč s redukčním ventilem.

3.1.1 Zatížení přední nápravy



Obrázek 15 - Zatížení traktoru břemenem a samotnou tíhou nakladače

Při výpočtu sil působících na nápravu a při výpočtu stability je počítáno s břemenem i nakladačem v poloze nejvzdálenější od nápravy.

Síla vyvolaná váhou břemene

Váha břemene $m_B=600\text{kg}$ její působíště bereme v místě těžiště břemene. Těžiště zjištěno pomocí programu Inventor Professional 2012 od společnosti Autodesk.

$$F_B = m_B \cdot g = 600 \cdot 9,81 = 5886\text{N}$$

Síla vyvolaná váhou samotného nakladače

Tíha nakladače $m_{NAK}=580\text{kg}$ působí v místě těžiště celého nakladače je zjištěno pomocí programu Inventor.

$$F_{NAK} = m_{NAK} \cdot g = 580 \cdot 9,81 = 5\,689,8\text{N}$$

Síla na přední nápravu

$$\begin{aligned} \sum F_Y : -F_B - F_{NAK} + F_N - F_{PR} &= 0 \Rightarrow \\ F_N = F_{NAK} + F_B + F_{PR} &= 5689,8 + 5886 + 7099,9 = 18\,675,7\text{N} \end{aligned} \quad [8]$$

Síla vyvozená protiváhou traktoru

$$\begin{aligned} \sum M_A : F_B \cdot 2026 + F_{NAK} \cdot 708 - F_{PRO} \cdot 2247 &= 0 \Rightarrow \\ F_{PRO} = \frac{F_B \cdot 2026 + F_{NAK} \cdot 708}{2247} &= \frac{5886 \cdot 2026 + 5689,8 \cdot 708}{2247} = 7\,099,9\text{N} \end{aligned} \quad [8]$$

Dovolené zatížení přední nápravy použité na tomto typu traktoru

Nebylo dohledatelné podrobné tabulky zatížení přímo na tento typ traktoru. Proto bylo použito tabulek modernizované řady tohoto typu, kdy se modernizace netýkala nápravy, ale pouze ergonomických podmínek řidiče. Náprava je naprosto totožná, proto použijeme tabulku nosností nápravy Zetoru 7211 Viz příloha B.

$G_{PND OV}$ = a) do 25km/h . . .1710kg

b) do 20km/h . . . 2010kg

c) do 8km/h . . . 2980kg

Při zatížení se předpokládá rychlost do 8 km/h

Pohotovostní zatížení přední nápravy dle technické specifikace daného typu traktoru. K nahlédnutí v příloze A.

$$G_{PNP}=1020\text{kg}$$

Výpočet celkového zatížení přední nápravy

$$G_{CPN} = G_{PNP} + \frac{F_N}{g} = 1020 + \frac{18675,7}{9,81} = 2\,923,7\text{kg}$$

$$G_{CPN} \leq G_{PND OV} \quad 2923,7 \leq 2980$$

Výpočet stability zařízení

součinitel stability $s=1,2$ převzato z: [4]

$$s \leq \frac{\sum M_s}{\sum M_k} = \frac{G_{ZPN} \cdot 2247}{G_n \cdot 708 + F \cdot 2026} = \frac{19228 \cdot 2247}{5690 \cdot 708 + 5886 \cdot 2026} = 2,7 \quad [4]$$

$1,2 \leq 2,7$

$\sum M_k$ - součet klopných momentů (tíha nakladače, tíha břemene)

$\sum M_s$ - součet stabilizujících momentů (tíha na zadní nápravu)

Traktor bude při plném zatížení stabilní i při jízdě z kopce a případném brždění.

Pohotovostní zatížení zadní nápravy

$$m_{ZN} = 1960 \text{ kg}$$

$$G_{PZN} = g \cdot m_{ZN} = 9,81 \cdot 1960 = 19\,227,6 \text{ N}$$

3.1.2 Návrh konstrukce ramen a výpočet sil ve 3. polohách zdvihu

Účelem těchto výpočtů je stanovit, kdy dochází k největšímu zatížení soustavy od břemene. Následně z těchto hodnot vycházet při výpočtu namáhaných součástí jako jsou čepy, svary, konzoly uchycení pístu, táhla atd.

Celý nakladač je možné rozdělit podle osy souměrnosti na dvě stejné poloviny, kde působí stejné rozložení sil a z nichž každá nese polovinu váhy břemene. Proto v dalších výpočtech uvažujeme pouze jednu polovinu nakladače a tudíž počítáme jen s polovinou síly vyvolanou tíhou břemene.

Celý operační rádius ramene nakladače rozdělíme 3 části, u kterých předpokládáme proměnlivost zatížení. Počítáme zatížení pístů, namáhání vyrovnávacích tyčí a čepu kolem, kterého dochází k otáčivému pohybu umožňující vyrovnávání.

Poloviční síla

$$F_B / 2 = \frac{F_B}{2} = \frac{5886}{2} = 2\,943 \text{ N}$$

Při výpočtu zatížení je nezbytné započítat i vlastní váhu ramen, mechanismu vyrovnávání a váhu radlice. Váhu budeme soustředit do místa těžiště dané soustavy. V těchto třech polohách dochází k otáčení celého mechanismu kolem jedné osy a tím i ke změně místa těžiště soustavy. Polohu těžiště v každé z tří poloh jsem zjistil pomocí programu Inventor Professional 2012 od společnosti Autodesk. Z tohoto programu

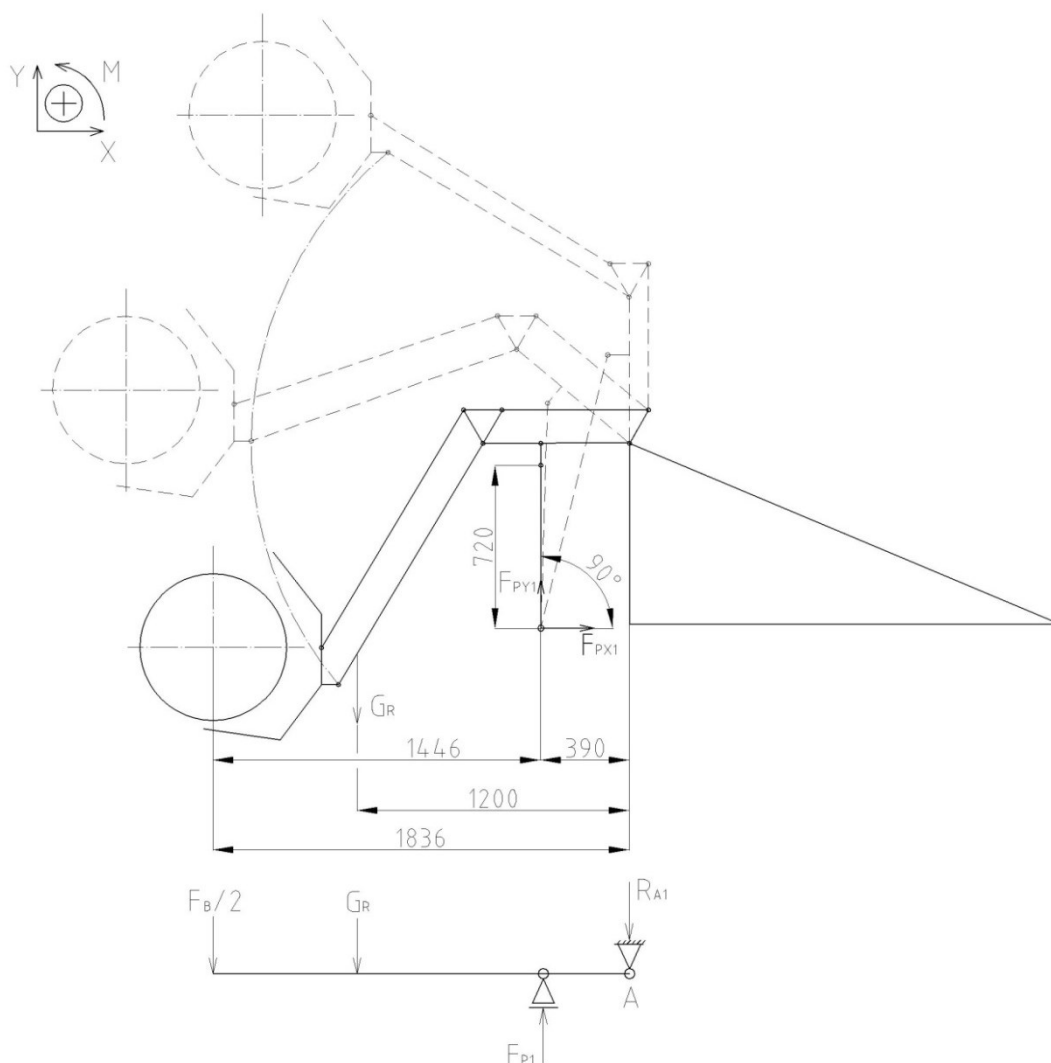
jsem také zjistil hmotnost ramen. Protože je počítána jen polovina celé soustavy počítám jen s poloviční hmotností $m_R/2 = 175\text{kg}$

Tíha ramen

$$G_R = m_R/2 \cdot g = 175 \cdot 9,81 = 1\,716,8\text{N}$$

1. poloha

Rameno je v nejnižší poloze.



Obrázek 16 - Síly v uchycení ramen a pístu poloha 1.

Výpočet sil v pístu (podpora) ramene

Síla v uchycení ramen

$$\sum F_x: -F_B/2 - G_R + F_{P1} - R_{A1} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{A1} = -F_B/2 - G_R + F_{P1} = -2943 - 1716,8 + 16194,2 = 11\,534,4\text{N}$$

[8]

Síla v pístu

$$\sum M_{A1} : F_B / 2 \cdot 1446 + G_R \cdot 1200 - F_{P1} \cdot 390 = 0 \Rightarrow$$

$$F_{P1} = \frac{F_B / 2 \cdot 1446 + G_R \cdot 1200}{390} = \frac{2943 \cdot 1446 + 1716,8 \cdot 1200}{390} = 16\,194,2\text{N} \quad [8]$$

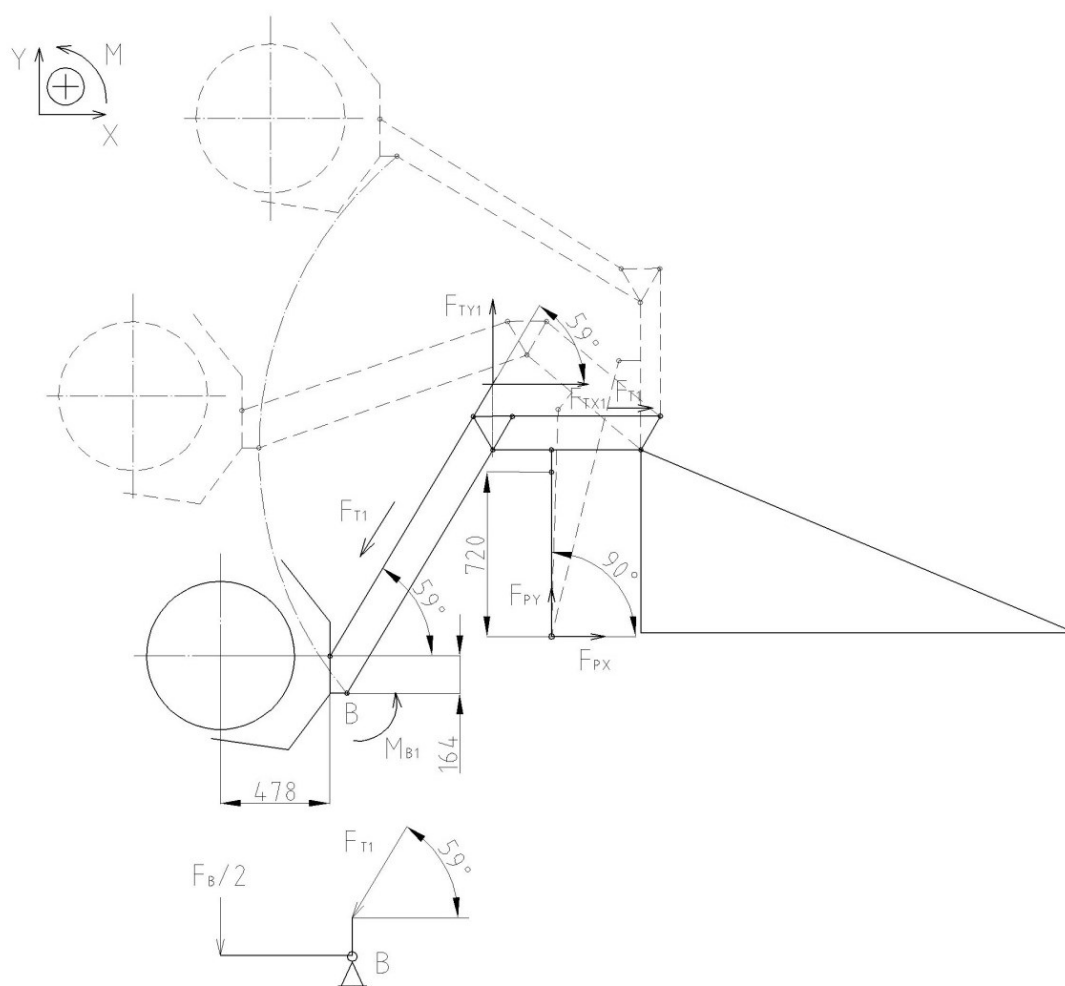
Rozložení sil v pístu do os X a Y

Píst je kolmo proto nevzniká rozložení do směru X

$$F_{YP1} = F_{P1} = 16\,194,2\text{N}$$

$$F_{XP1} = 0\text{N}$$

Výpočet sil v táhlech vyrovnávání



Obrázek 17 - Síly v táhlech vyrovnávání poloha 1.

Síla v táhle vyrovnávání

Sílu v táhlech vzniká zatížením od břemene. Tato síla se mění v závislosti na výšce zdvihu. Tato síla přímo ovlivňuje zatížení čepu, kolem kterého se otáčí systém vyrovnávání.

$$\begin{aligned}\sum M_{B1} : F_B / 2 \cdot 478 - F_{T1} \cdot \sin 59^\circ \cdot 164 &= 0 \Rightarrow \\ F_{T1} &= \frac{F_B / 2 \cdot 478}{\sin 59^\circ \cdot 164} = \frac{2943 \cdot 478}{\sin 59^\circ \cdot 164} = 10\,007,1N\end{aligned}\quad [8]$$

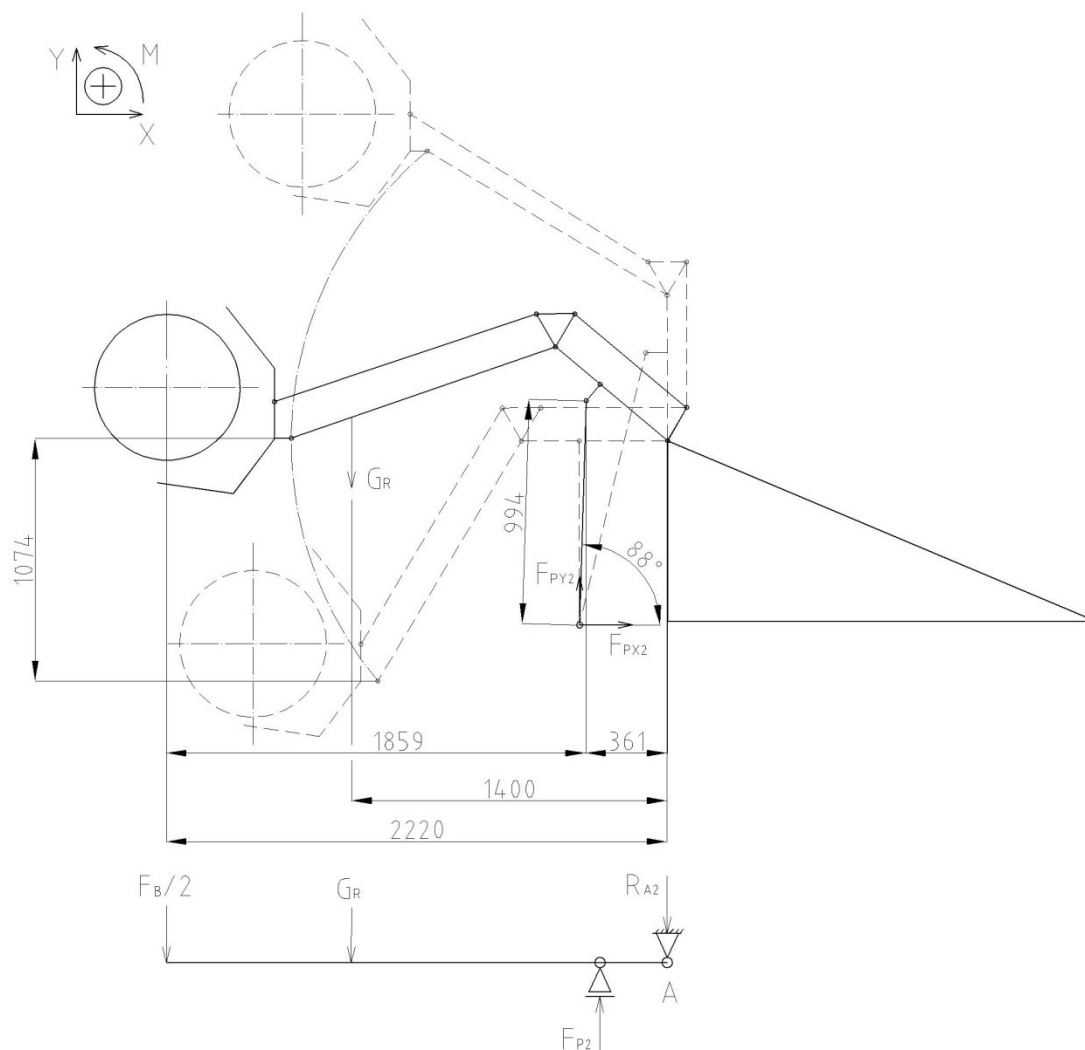
Rozložení síly v táhle F_T do os X a Y

pro zjištění síly zatěžující osu kolem, které se uskutečňuje vyrovnávání táhel.

$$\begin{aligned}F_{XT1} &= F_{T1} \cdot \cos 59^\circ = 10007,1 \cdot \cos 59^\circ = 5\,154N \\ F_{YT1} &= F_{T1} \cdot \sin 59^\circ = 10007,1 \cdot \sin 59^\circ = 8\,577,7N\end{aligned}\quad [8]$$

2. poloha

Rameno je v nejvzdálenější poloze od podpory (pístu), vzdálenost těžiště břemene od uchycení pístů je největší.



Obrázek 18 - Síly v uchycení ramen a pístu poloha 2.

Výpočet sil v pístu (podpora) ramene

Síla v uchycení ramen

$$\sum F_x: -F_B/2 - G_R + F_{P2} - R_{A2} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{A2} = -F_B/2 - G_R + F_{P2} = -2943 - 1716,8 + 24756,2 = 20\,096,4\text{N} \quad [8]$$

Síla v pístu

$$\sum M_{A2}: F_B/2 \cdot 2220 + G_R \cdot 1400 - F_{P2} \cdot 361 = 0 \Rightarrow$$

$$F_{P2} = \frac{F_B/2 \cdot 2220 + G_R \cdot 1400}{361} = \frac{2943 \cdot 2220 + 1716,8 \cdot 1400}{361} = 24\,756,2\text{N} \quad [8]$$

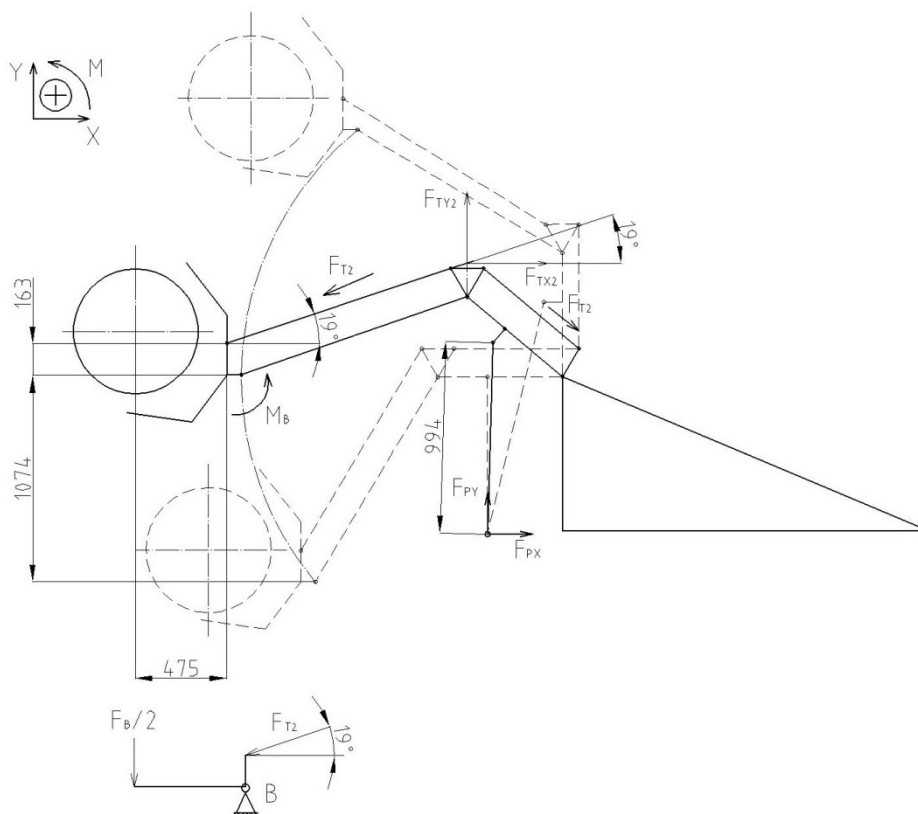
Rozložení sil v pístu do os X a Y

$$F_{XP2} = \cos 85^\circ \cdot F_{P2} = \cos 85^\circ \cdot 24756,2 = 2157,6N$$

$$F_{YP2} = \sin 85^\circ \cdot F_{P2} = \sin 85^\circ \cdot 24756,2 = 24662N$$

[8]

Výpočet sil v táhlech vyrovnávání



Obrázek 19 - Síly v táhlech vyrovnávání poloha 2.

Síla v táhle vyrovnávání

$$\sum M_{B2} : F_B / 2 \cdot 478 - F_{T2} \cdot \sin 19^\circ \cdot 164 = 0 \Rightarrow$$

$$F_{T2} = \frac{F_B / 2 \cdot 478}{\sin 19^\circ \cdot 164} = \frac{2943 \cdot 478}{\sin 19^\circ \cdot 164} = 26347,1N$$

Rozložení síly v táhle F_T do os X a Y

síly zatěžující osu kolem, které se uskutečňuje vyrovnávání táhel.

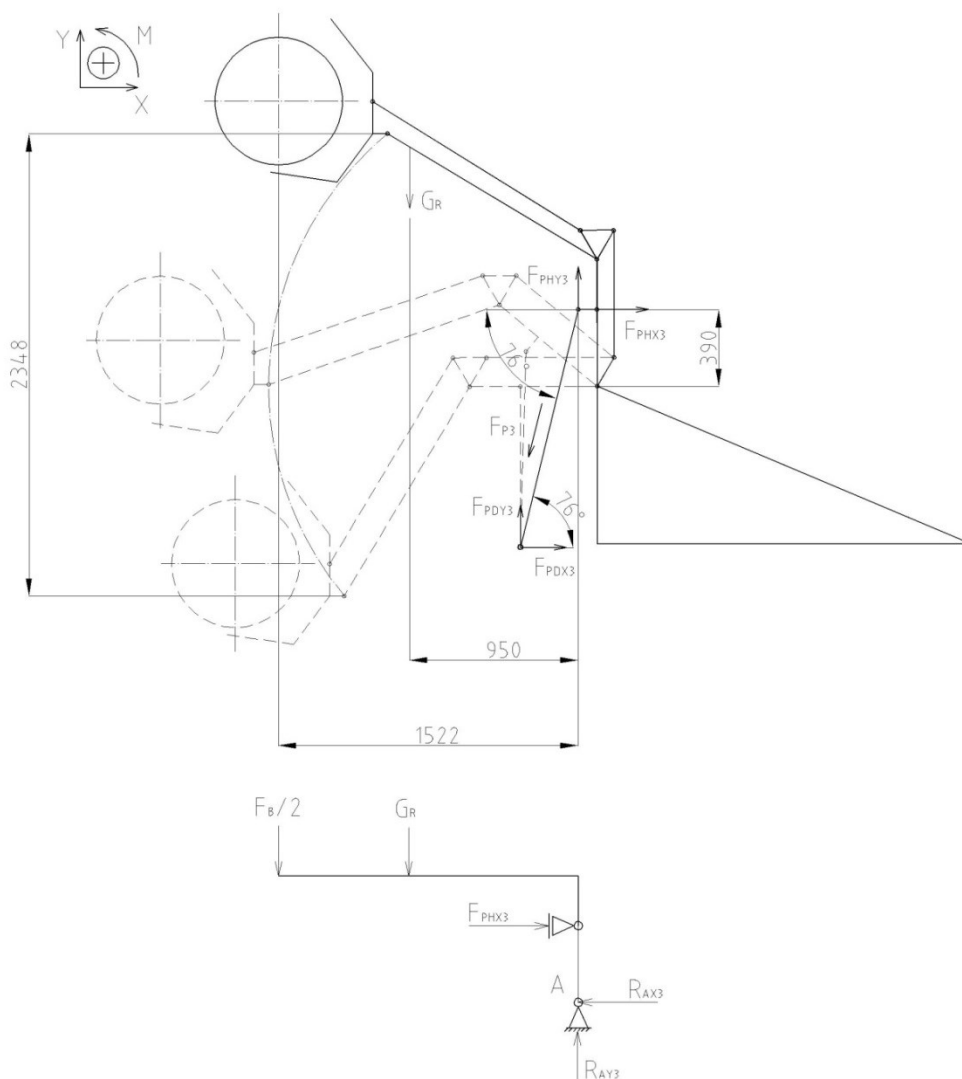
$$F_{XT2} = F_{T2} \cdot \cos 19^\circ = 26347 \cdot \cos 19^\circ = 24911,6N$$

$$F_{YT2} = F_{T2} \cdot \sin 19^\circ = 8577,8 \cdot \sin 19^\circ = 8577,8N$$

[8]

3. poloha

Rameno je v nejvyšší poloze od země. Při této poloze dochází k maximálnímu vysunutí pístu, přičemž horní oko pístu téměř v zákrytu s čepem uchycení ramene. Na výsledek má vliv i fakt, že oko pístu je nad uchycením ramen. Proto je nutné, změnit pohled z prostého nosníku na nosník lomený. Pro zjednodušení výpočtu jsem horního oko pístu zvolil jako posuvnou podporu.



Obrázek 20 - Síly v uchycení ramen a pístu poloha 3.

Výpočet sil v pístu (podpora) ramene

Výpočet sil v horním uchycení pístu

Síla v uchycení ramen ve směru osy x

$$\begin{aligned}\sum F_x : \quad & +F_{PHX3} - R_{AX3} = 0 \Rightarrow \\ R_{AX3} & = F_{PHX3} = 15\,667,2N\end{aligned}\quad [9]$$

Síla v uchycení ramen ve směru osy y

$$\begin{aligned}\sum F_y : \quad & -F_B / 2 - G_R - R_{AY3} = 0 \Rightarrow \\ R_{AY3} & = +F_B / 2 + G_R = 2943 + 1716,8 = 4\,659,8N\end{aligned}\quad [9]$$

Síla v horním oku pístu ve směru x

$$\begin{aligned}\sum M_{A3} : \quad & F_B / 2 \cdot 1522 + G_R \cdot 950 - F_{PHX3} \cdot 390 = 0 \Rightarrow \\ F_{PHX3} & = \frac{F_B / 2 \cdot 1522 + G_R \cdot 950 - F_{P3} \cdot 96}{390} = \frac{2943 \cdot 1522 + 1716,8 \cdot 950}{390} = 15\,667,2N\end{aligned}\quad [9]$$

Síla v pístu

Píst podepírá rameno pod úhlem 76° vůči ose x. Pro zjištění síly vyvozené v pístu musí být síla F_{PHX3} skloněna pod tímto úhlem.

$$F_{P3} = F_{PHX3} \cdot \sin 76^\circ = 15667,2 \cdot \sin 76^\circ = 15\,201,8N \quad [8]$$

Rozložení sil v dolním uchycení pístu do os X a Y

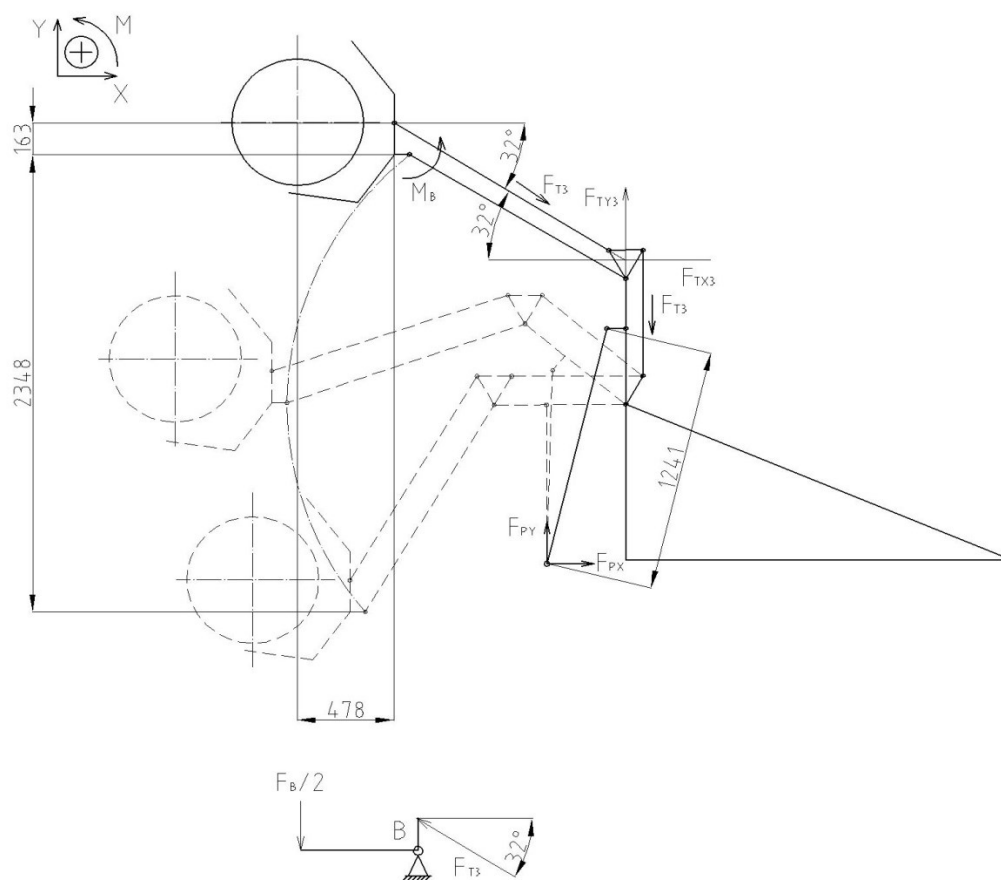
$$\begin{aligned}F_{PDX3} & = \cos 76^\circ \cdot F_{P3} = \cos 76^\circ \cdot 15201,8 = 3\,677,6N \\ F_{PDY3} & = \sin 76^\circ \cdot F_{P3} = \sin 76^\circ \cdot 15201,8 = 14\,750,2N\end{aligned}\quad [8]$$

Síla v horním oku pístu ve směru Y

V tomto místě byla záměrně zvolena podpora posuvná. Samozřejmě v reálu nejde o posuvnou vazbu, ale působí zde síla, kterou musí přenést svary upevňující vidlici na rameno nakladače. Tato vidlice je pomocí čepu spojena s horním okem pístu. Tato síla vychází od síly působící v pístu. Proto bude stejná velikost ve spodním uchycení ve směru Y F_{PDY3} i v horním uchycení v tom samém směru F_{PHY3}

$$F_{PDY3} = F_{PHY3} = 14\,750,2N$$

Výpočet sil v táhlech vyrovnávání



Obrázek 21 - Síly v táhlech vyrovnávání poloha 3.

Síla v táhle vyrovnávání

$$\sum M_{B3} : F_B / 2 \cdot 478 - F_{T3} \cdot \sin 32^\circ \cdot 164 = 0 \Rightarrow$$

$$F_{T3} = \frac{F_B / 2 \cdot 478}{\sin 32^\circ \cdot 164} = \frac{2943 \cdot 478}{\sin 32^\circ \cdot 164} = 16186,9 N$$

Rozložení síly v táhle F_T do os X a Y

zatížení osu kolem, které se uskutečňuje vyrovnávání táhel.

$$F_{XT3} = F_{T3} \cdot \cos 32^\circ = 16186,9 \cdot \cos 31^\circ = 13727,3 N$$

$$F_{YT3} = F_{T3} \cdot \sin 32^\circ = 16186,9 \cdot \sin 31^\circ = 8577,8 N$$

[8]

Zhodnocení výsledků

V tabulce je uveden seznam nejvyšších hodnot, vyplývajících z tří kritických poloh ramen nakladače. Tyto síly budou dále použity při výpočtech.

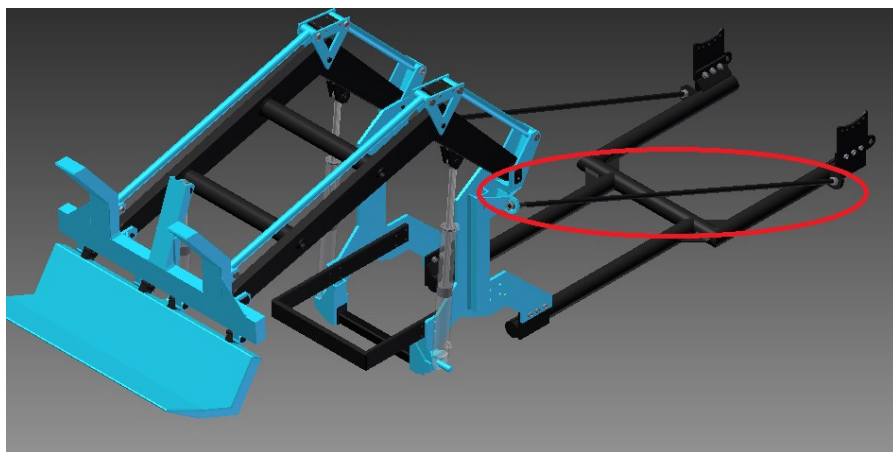
Tabulka 1 - Nejvyšší zatížení při poleze ramen 1-3

Význam síly	Poloha	Značka síly	Hodnota síly [N]
Síla v uchycení ramen	2.	R_{A2}	20 096,4
Síla v pístu	2.	R_{P2}	24 756,2
Síla v pístu ve spodním uložení ve směru osy Y	2.	F_{YP2}	24 662
Síla pístu v horním uložení ve směru osy Y	3.	F_{PHY3}	14 750
Síla v táhlech vyrovnávání	2.	F_{T2}	26 347,1
Síla v čepu otáčení vyrovnávacího mechanismu	2.	F_{XT2}	29 911,6

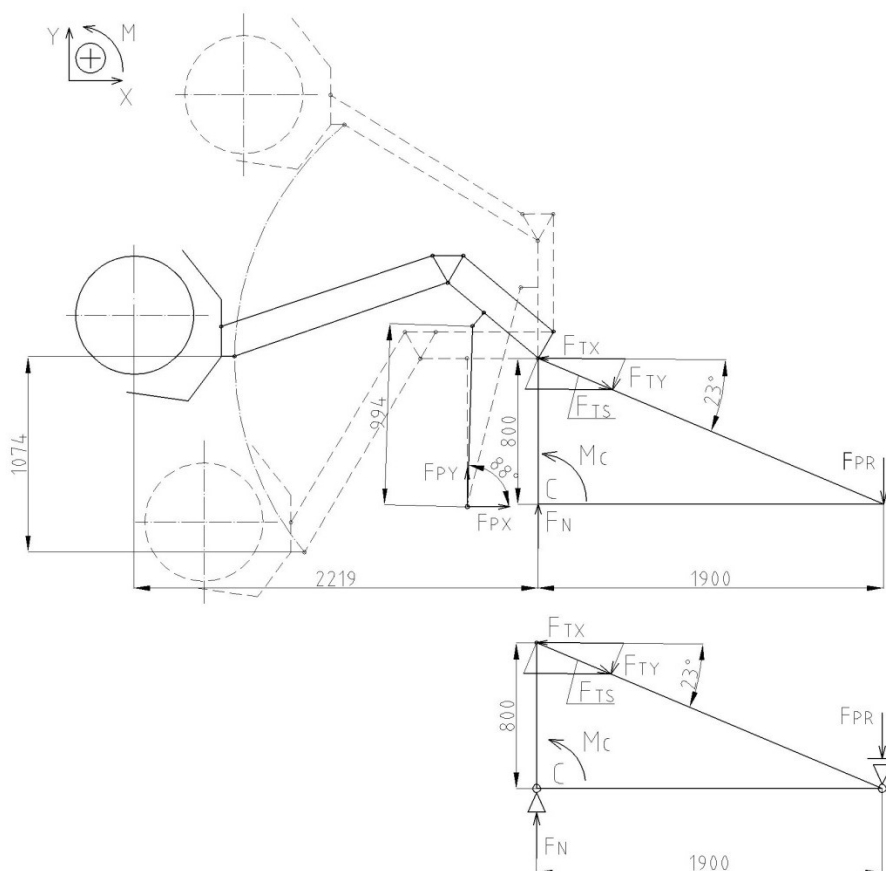
3.2 Uchycení nakladače na konstrukci traktoru

3.2.1 Výpočet tahové síly působící v tyčích zamezující klopné momenty

Při zvedání břemene vznikají tíhou břemene klopné momenty, které vedou k namáhání v oblasti rámu traktoru. Tento rám je složenina vany s mostem přední nápravy, motoru, převodovky, rozvodovky a koncových převodů (reduktorů). Tyto součásti jsou spojeny přírubami a vyrobeny z šedé litiny. Tento materiál nesnáší dobře velká zatížení vzniklá od klopných momentů. Z tohoto důvodu má nakladač vlastní rám, který minimalizuje zatížení těchto prvků. Rám vede od přední nápravy přímo na koncové převody. Proto je důležité vytvořit ve stahovacích tyčích předpětí v dostatečné míře tak, aby napětí při největším zatížení vynulovalo napětí v tyčích. Tudíž dojde k deformaci tyče jen do původního stavu před předpětím a nedojde k namáhání přírub. Táhlo je na obou koncích ukončeno závitem pro vymezení vůlí a vyvolání předpětí.



Obrázek 22 - Stahovací tyče



Obrázek 23 - Výpočet táhel stahování - vláknová konstrukce

3.2.2 F_{TX} -síla v táhlech v ose X

Při výpočtu síly ve stahovacích tyčích v ose x F_{TX} vycházíme z výpočtu klopného momentu M_C vzniklého v bodě C působením tíhy břemene v nejvzdálenější poloze (poloha 2.). Bod C je bod, do kterého je umístěna náprava a je podepírán silou na nápravu F_N .

$$\sum M_C : -F_{PR} \cdot 1900 + F_{TX} \cdot 800 = 0 \Rightarrow$$

$$F_{TX} = \frac{F_{PR} \cdot 1900}{800} = \frac{7100 \cdot 1900}{800} = 16\,863\,N \quad [8]$$

Výpočet síly v táhlech stahování

Sílu F_{TS} vypočítáme, když síly F_{TX} působící ve směru x sklopíme pod úhlem 23° . Tím její účinky promítneme do tyčí stahování.

$$F_{TS} = F_{TX} \cdot \cos 23^\circ = 16863 \cdot \cos 23^\circ = 15\,522\,N \quad [8]$$

3.2.3 Výpočet síly od klopného momentu ve směru y

Rozložením síly do táhla dojde k zatížení celé soustavy i ve směru působení síly F_{TY} .

$$\sin 23^\circ = \frac{F_{TY}}{F_{TX}} \rightarrow F_{TY} = \sin 23^\circ \cdot F_{TX} = \sin 23^\circ \cdot 16863 = 6\,588\,N \quad [8]$$

3.3 Navržení tvaru a geometrie radlice

3.3.1 Zjištění síly působící v soustavě

Přímočarý hydromotor ovládající spodní část radlice je připojen k rozvaděči společně s přímočarými hydromotory (dále jen jako písty) umožňující zdvih ramen. V hydraulickém rozvaděči je pojistný ventil. Tento prvek hydraulických obvodů umožňuje regulovat tlak, který jde do pístnic přes rozvaděč. Pokud dojde k nadměrnému zatížení pístnic, ventil přepustí olej zpět do nádrže. Tímto je zařízení chráněno proti přetížení a následnému poškození. Zároveň je zaručena velikost zatížení traktoru tak, aby nebyly omezeny bezpečné podmínky provozu (minimální zatížení na zadní nápravu pro udržení trakce).

Pokud je ventil nastaven, tak aby zařízení uneslo 600kg je možné zpětně spočítat tlak v soustavě a přepočítat na píst v radlici. Vycházíme z polohy 2., kdy je zatížení na písty největší. Výpočet lze zjednodušit, neboť písty mají stejný průměr, na který tlak působí. Proto je možné za sílu působící v radlici považovat sílu působící přes rameno na jeden píst v ose Y .

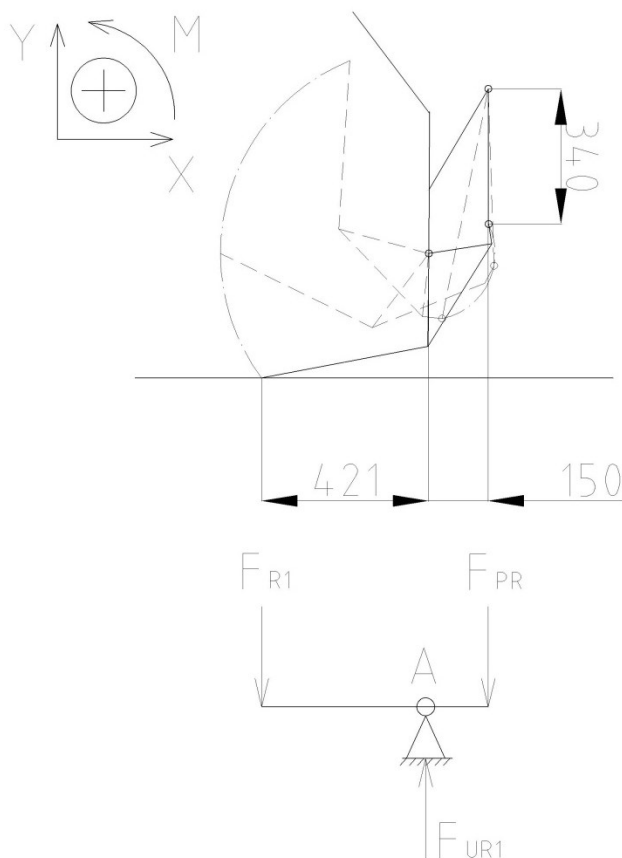
Síla v pístu radlice F_{PR}

$$F_{YP2} = F_{PR} = 24\,756,2\,N$$

3.3.2 Zjištění největšího zatížení radlice

Zatížení v radlici rozložím do 3 poloh a zatížím silou. Následně zjistíme největší zatížení součástí a vypočteme jejich namáhání.

Výpočet sil v radlici při poloze 1.



Obrázek 24 - Rozložení sil v radlici při poloze 1.

Síla v pantech (uchycení radlice) ve směru osy y

$$\sum F_Y : -F_{PR} + F_{UR1} - F_R = 0 \Rightarrow$$

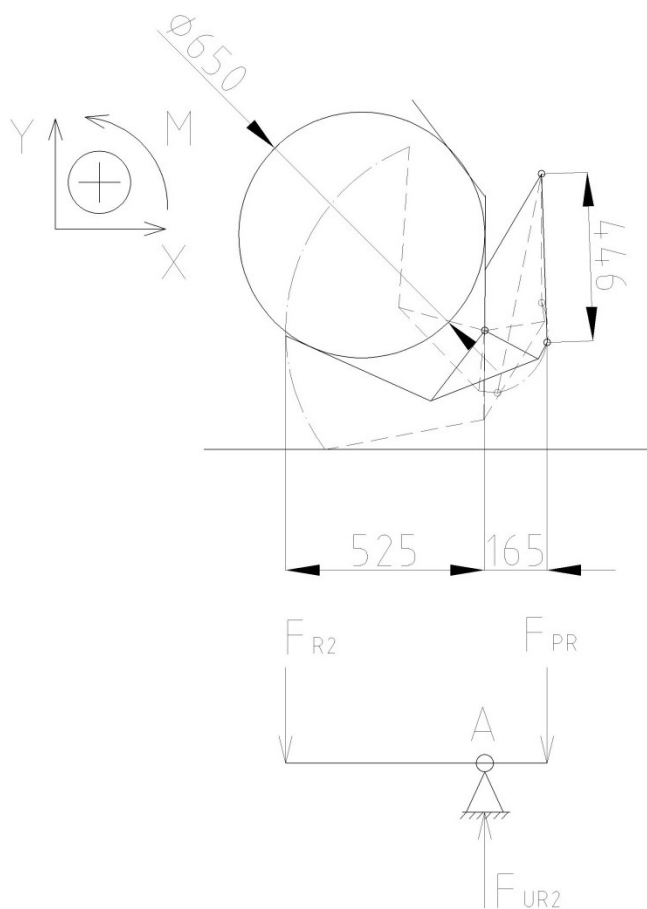
$$R_{UR1} = F_R + F_{R1} = 24756,2 + 8820,5 = 33\,576,7\,N \quad [8]$$

Síla na špici radlice

$$\sum M_A : +F_{R1} \cdot 421 - F_{PR} \cdot 150 = 0 \Rightarrow$$

$$F_{R1} = \frac{F_{PR} \cdot 150}{421} = \frac{24756,2 \cdot 150}{421} = 8\,820,5\,N \quad [8]$$

Výpočet sil v radlici při poloze 2.



Obrázek 25 - Rozložení sil v radlici při poloze 2.

Síla v pantech (uchycení radlice) ve směru osy y

$$\begin{aligned} \sum F_Y : -F_{PR} + F_{UR2} - F_R &= 0 \Rightarrow \\ R_{UR2} = F_R + F_{R2} &= 24756,2 + 7765,7 = 32\,521,9\text{N} \end{aligned} \quad [8]$$

Síla na špici radlice

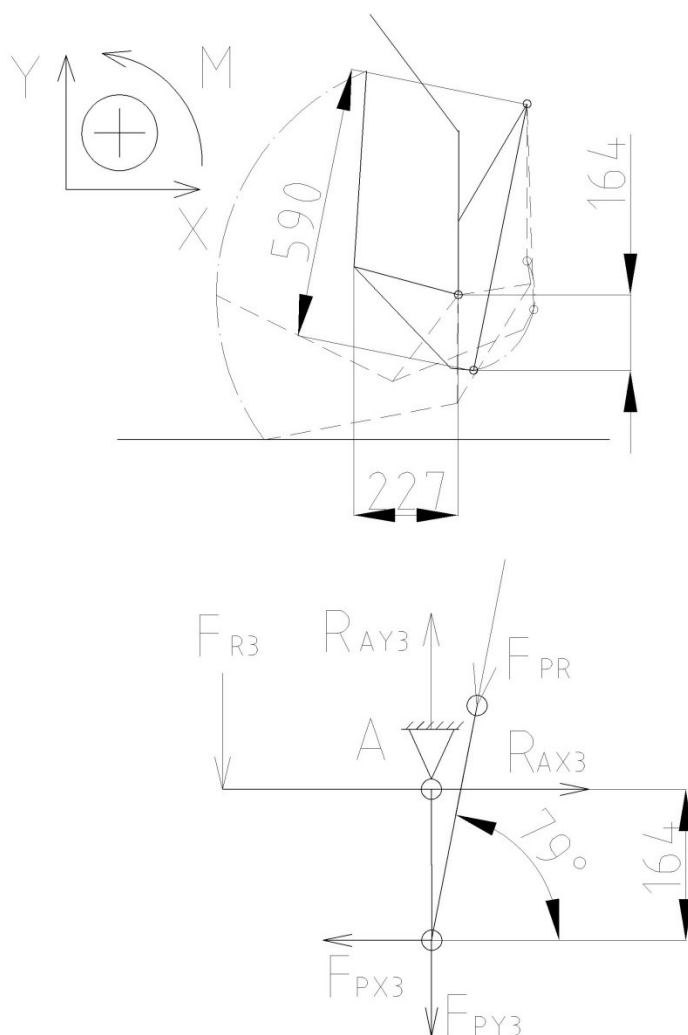
$$\begin{aligned} \sum M_A : +F_{R2} \cdot 526 - F_{PR} \cdot 165 &= 0 \Rightarrow \\ F_{R2} = \frac{F_{PR} \cdot 165}{526} = \frac{24756,2 \cdot 165}{526} &= 7\,765,7\text{N} \end{aligned} \quad [8]$$

Síla na špici radlice musí být větší než síla vyvolaná váhou břemene F_B

$$F_{R2} \geq F_B \quad 7\,765,7 \geq 5\,886$$

Podmínka je splněna.

Výpočet sil v radlici při poloze 3.



Obrázek 26 - Rozložení sil v radlici při poloze 3.

Síla vyvozená pístem radlice ve směru osy x

$$F_{PX3} = \cos 79^\circ \cdot F_{PR} = \cos 79^\circ \cdot 24756,2 = 4\,723,7\,N \quad [9]$$

Síla v pantech (uchycení radlice) ve směru osy x

$$\begin{aligned} \sum F_X : F_{PX3} - R_{AX3} &= 0 \Rightarrow \\ R_{AX3} &= F_{PX3} = 4\,723,7\,N \end{aligned} \quad [9]$$

Síla vyvozená pístem radlice ve směru osy y

$$F_{PY3} = \sin 79^\circ \cdot F_{PR} = \sin 79^\circ \cdot 24756,2 = 24\,301,4\,N \quad [8]$$

Síla v pantech (uchycení radlice) ve směru osy y

$$\sum F_Y : R_{AY3} - F_{R3} - F_{RY3} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{AY3} = F_{R3} + F_{PY3} = 3412,7 + 24301,7 = 27\,714,1N \quad [8]$$

Síla na špici radlice

$$\sum M_A : + F_{R3} \cdot 227 + F_{PX3} \cdot 164 = 0 \Rightarrow$$

$$F_{R3} = \frac{F_{PX3} \cdot 164}{227} = \frac{4723,7 \cdot 164}{227} = 3\,412,7N \quad [9]$$

Zhodnocení výsledků

V tabulce je uveden seznam nejvyšších hodnot, vyplývajících z tří kritických poloh při pohybu spodní části radlice nakladače.

Tabulka 2 - Nejvyšší zatížení při poleze radlice 1-3

Význam síly	Poloha	Značka síly	Hodnota síly [N]
Síla v pístu	Nemění se	F_{PR}	24 756,2
Síla na špici radlice	1.	F_{R1}	8 820,5
Síla v pantech (uchycení radlice) osa Y	1.	R_{UR1}	33 576,7
Síla v pantech (uchycení radlice) osa X	3.	R_{AX3}	4 723,7

4 Technický popis zařízení

Navržené přídavné zařízení na kolový traktor, typu čelního nakladače je určeno především pro manipulaci s neopracovanou kulatinou do hmotnosti 600kg. K tomuto účelu je také uzpůsobena radlice, kde byl požadavek na sevření kulatiny o průměru 0,65m. Dalším neméně důležitým parametrem byla minimální výška zdvihu 1,8m, zároveň však nesměla být překročena dovolená hodnota zatížením na přední nápravu.

Pohyby ramen a radlice uskutečňují přímočaré hydromotory. Zdrojem tlaku kapaliny je hydraulický okruh traktoru. Na tento okruh byl připojen hydraulický rozvaděč a tlak k jednotlivým pístům byl rozveden pomocí pryžových oplétaných hadic. V hydraulickém okruhu je také pojistný ventil zamezující přetížení jednotlivých součástí.

Celá sestava se skládá ze svařovaných dílů. Tyto díly jsou spojeny čepy nebo šrouby. Konzoly přišroubovány na traktor a nesoucí ramena nakladače jsou z 15mm plechu v rizikových místech vyztužena U profily. Spodní uchycení pístů a uchycení ramen je složeno z tenčích plechů, ale vhodně umístěných tak, aby zvýšily tuhost a nosnost celku. K rozložení zatížení na celý traktor bez přenosu zatížení na rám traktoru, je zařízení

vybaveno vlastním rámem. Tento rám vede zespod traktoru a kromě přenosu sil na zadní nápravu a zamezení namáhání rámu, také brání k poškození traktoru zespod od terénu. Ramena výložníku nakladače jsou z U profilů vložených do sebe s kónickým tvarem pro zachycení napětí v co největším průřezu. Ramena jsou spojena příčnickami ze silnostěnných trubek. Tyto příčnicki zvyšují tuhost, ale zároveň nesmí bránit ve výhledu řidiče. Radlice má pohyblivou spodní část. Horní část radlice má dvojici přidržovačů sloužící k pevnému sevření kulatiny. Vyrovnávání radlice je automatické, pomocí táhel upevněných na nepohyblivém rámu a na radlici.

5 Detailní konstrukční propracování řešení

5.1 Výpočet minimálního průměru táhla

Táhla se vyskytují v zařízení ve dvojici. Proto sílu podělíme dvěma a výpočet se týká pouze jednoho táhla.

$$\frac{F_{TS}}{2} = \frac{15522}{2} = 7\,761\text{N}$$

5.1.1 Výpočet průměru ze zatěžující síly

Při zatížení maximální tíhou břemene a v nejvzdálenější poloze břemene od přední nápravy dosahuje síla v táhle hodnoty F_{TX} . V tomto okamžiku je síla zachycena stahovací tyčí, ale může dojít k náhlému přetížení. Vlivem náhlého působení dynamické síly vyvolané zhoupnutím, případně ráz vyvolaný rychlým spouštěním. Tento náhlý nárůst síly vede k nežádoucímu zatížení litinových přírub. Proto zvýšíme hodnotu zatěžující síly a tím i předpětí ve stahovací tyči o 25% a zamezíme tím namáhání litinových přírub.

Navyšení síly F_{TS} o 25%

$$F_{TS+25\%} = 1,25 \cdot F_{TS} = 1,25 \cdot 7\,761 = 9\,701,3\text{N}$$

Velikost závitů

Materiál šroubu volím 11 700 Re=390MPa

Statickou bezpečnost volím $k_s=3,5$ převzato z:[1]

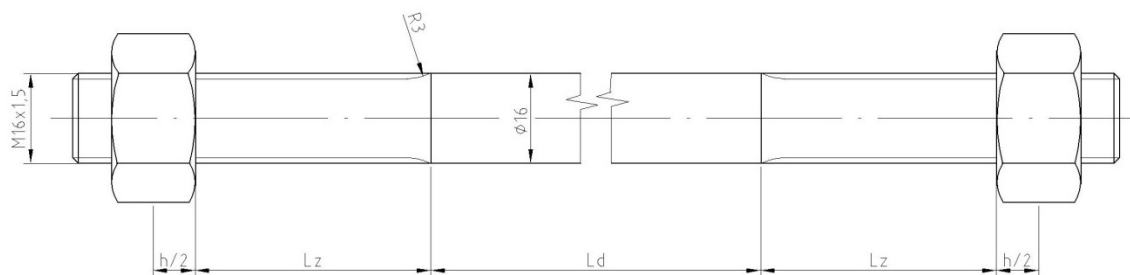
$$\frac{F_{TS+20\%}}{\pi \cdot d_3^2} \leq \frac{Re}{k_s} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{TS+20\%} \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9701,3 \cdot 3,5}{\pi \cdot 390}} = 10,528\text{mm} \quad [2]$$

Dle vypočítaného průměru volím velikost závitu M16x1,5 s ohledem na běžně vyráběné matice.

Tabulka 3 - Rozměry šroubu M16x1,5 [10]

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr závitu	d	16	[mm]
Střední průměr závitu	d ₂	15,026	[mm]
Malý průměr závitu	d ₃	14,160	[mm]
Rozteč	P	1,5	[mm]
Stoupání	P _h	1,5	[mm]
Úhle profilu	α	60	[°]
Velikost šestihranu hlavy šroubu a matice	sk	24	[mm]
Výška matice	h	16,4	[mm]
Zaoblení výběhu závitu	R3	10	[mm]
Jmenovitá velikost díry a osazení šroubu	d _D	16,5	[mm]

5.1.2 Výpočet tuhosti v tahu šroubu



Obrázek 27 - Rozdělení šroubu pro výpočet tuhosti v tahu

Převrácená hodnota tuhosti šroubu

Modul pružnosti u ocelového šroubu $E_s = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[2 \cdot \frac{\frac{h}{2}}{\pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} + 2 \cdot \frac{L_z}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} + \frac{L_d}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} \right] \quad [2]$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[2 \cdot \frac{\frac{16,4}{2}}{\pi \cdot \left(\frac{15,026}{2}\right)^2} + 2 \cdot \frac{45}{\pi \cdot \left(\frac{14,16}{2}\right)^2} + \frac{1950}{\pi \cdot \left(\frac{16}{2}\right)^2} \right] = 4,934 \cdot 10^{-5} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1}$$

Tuhost šroubu ve správném tvaru

$$c_s = \frac{1}{c_s} = \frac{1}{4,934 \cdot 10^{-5}} = 20\,265,4 \text{ MPa} [2]$$

5.1.3 Výpočet tuhosti v tlaku přírub

Tuhost přírub stanovím redukcí Bachového komolého dvojkužele na trubku konstantního průřezu, která má stejné deformační vlastnosti. Délka přírub je celkem $L_{PŘ}=30\text{mm}$.

Redukovaný průměr trubky d_{RED}

$$d_{RED} = s_K + \frac{L_{PŘ}}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 24 + \frac{30}{2} \cdot \operatorname{tg} 45 = 36,59 \text{ mm} [2]$$

Úhel komolého dvoj kužele

$$\alpha = 45^\circ \text{ převzato z: [2]}$$

Průřez redukované trubky $S_{PŘ}$

$$S_{PŘ} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{RED}^2 - d_D^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (76,86^2 - 17,5^2) = 4\,399,58 \text{ mm}^2 [2]$$

Tuhost příruby

$$c_{PŘ} = \frac{E_{PŘ} \cdot S_{PŘ}}{l_{PŘ}} = \frac{210\,000 \cdot 4\,399,58}{30} = 6\,865\,361,7 \text{ MPa} [2]$$

Modul pružnosti ocelové příruby $E_{PŘ}=210\,000\text{MPa}$ převzato z:[10]

Podmínka pro dynamické namáhání

Pro výpočet šroubu z hlediska dynamického namáhání je požadována co nejmenší amplituda namáhání šroubu. Proto je nutné splnit následující podmínku, aby poměr tuhostí šroubu a příruby byl větší než 9.

$$\frac{c_{PŘ}}{c_s} \geq 9 \quad \frac{6\,865\,361,7}{20\,265,4} \geq 9 \quad 338,8 \geq 9 [11]$$

Podmínka je zaručeně splněna.

5.1.4 Výpočet sil působících na šroub

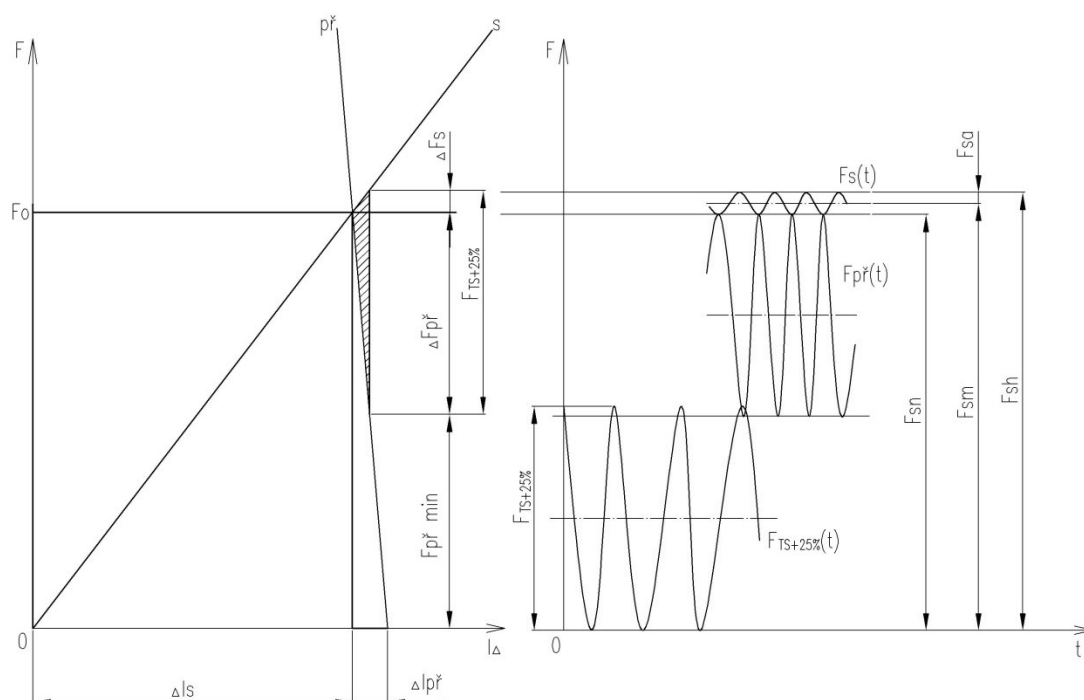
Výpočet dynamické tahové síly v ose šroubu

Silové poměry za provozu jsou znázorněny na diagramu předepjatého spoje na Obrázek 28.

Úhly $\alpha_s, \alpha_{př}$ zde nejsou zakresleny, jelikož se ve skutečnosti jedná o úhly blížíící se 90° a na diagramu by nešlo nic rozeznat. Proto jsem zvolil jiné měřítko pro osu Δl . Velikost amplitudy F_{sa} je také záměrně zvětšena. Tato síla byla v grafu zakreslena z důvodu přehlednosti. V reálu (viz. výpočty níže) je vlivem velké délky šroubu tato síla velmi malá a na grafu by nebyla vůbec patrná.

Měřítko $\Delta l = 100:1$

Měřítko $F = 1:200$



Obrázek 28 - Diagram předepjatého spoje + časové průběhy [2]

Minimální síla v přírubě

$$F_{př\min} = \psi \cdot F_{TS+25\%} = 0,85 \cdot 9701,3 = 8\,246,1N \quad [2]$$

součinitel těsnosti spoje $\Psi = 0,85$ volím z rozmezí 0-1 převzato z:[2]

Složky dynamické tahové síly ve šroubu:

Dolní amplituda a osová síla

$$\begin{aligned}F_{Sn} = F_0 = F_{sd} = F_{př\ min} + \Delta F_{př} &= F_{př\ min} + F_{TS+20\%} \cdot \frac{c_{př}}{c_s + c_{př}} \\F_{Sn} = F_0 = F_{sd} &= 8246,1 + 9701,3 \cdot \frac{6865361,7}{20265,4 + 6865361,7} \quad [2] \\F_{Sn} = F_0 = F_{sd} &= 17\,918,9\,N\end{aligned}$$

Amplituda

$$F_{Sa} = \frac{\Delta F_s}{2} = \frac{F_{TS+20\%} \cdot \frac{c_{př}}{c_s + c_{př}}}{2} = \frac{9701,3 \cdot \frac{6865361,7}{20265,4 + 6865361,7}}{2} = 14,3\,N \quad [2]$$

Střední velikost amplitudy

$$F_{Sm} = F_{sd} + F_{Sa} = 17918,9 + 14,3 = 17\,933,13\,N \quad [2]$$

Horní velikost amplitudy

$$F_{Sh} = F_{sd} + 2 \cdot F_{Sa} = 17918,9 + 2 \cdot 14,3 = 17\,947,4\,N \quad [2]$$

Výpočet statické síly působící obvodově na závit šroubu

Tato statická síla je po utažení matice konstantní.

$$F_z = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 17918,9 \cdot \operatorname{tg}(1,8^\circ + 16,1^\circ) = 5\,795,3\,N \quad [2]$$

Úhel stoupání závitu

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 14,160} = 1,8^\circ \quad [1]$$

Třecí úhel

matice i šroub neupraveno nemazáno $f_z=0,3$ převzato z:[11]

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,3}{\cos \frac{60}{2}} = 16,1^\circ$$

[1]

5.1.5 Výpočet utahovacího momentu

Součinitel tření $f=0,15$ převzato z:[1]

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = F_O \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_O \cdot f \cdot \frac{s_K + d_D}{4} = F_Z \cdot \frac{d_2}{2} + F_O \cdot f \cdot \frac{s_K + d_D}{4} \quad [1]$$
$$M_U = 5795,3 \cdot \frac{15,026}{2} + 17918,9 \cdot 0,15 \cdot \frac{24+16,5}{4} = 70\,754,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

5.1.6 Kontrola bezpečnosti šroubu

Statické namáhání šroubu v krutu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{5795,3 \cdot \frac{15,026}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 14,16^3} = 78,1 \text{ MPa} \quad [2]$$

Statické namáhání šroubu v tahu

$$\sigma_T = \frac{F_O + F_{TS+25\%} \cdot \frac{c_S}{c_S + c_{PŘ}}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{17918,9 + 9701,3 \cdot \frac{20265,4}{20265,4 + 6865361,7}}{\pi \cdot \left(\frac{14,16}{2}\right)^2} = 114 \text{ MPa} \quad [2]$$

Porovnání se součinitelem statické bezpečnosti

Hodnota statické bezpečnosti k_S musí být větší než 1,5 převzato z:[2]

Redukované napětí σ_{RED}

$$k_S = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_T^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{390}{\sqrt{35^2 + 4 \cdot 24,4^2}} = 1,6 \geq 1,5 \quad [2]$$

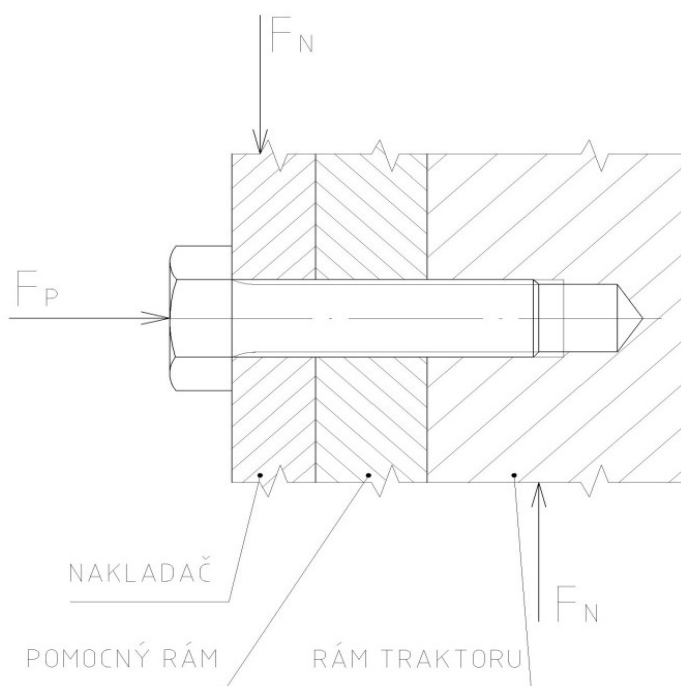
Šroub vyhovuje ve všech kritériích a požadavcích, které jsou na něj kladeny.

5.2 Kontrola šroubů upevňující čelní nakladač na rám traktoru.

Celá konstrukce nakladače je v přední části upevněna na traktoru pomocí šroubů. Díry pro šrouby v dostatečné hloubce, jsou na traktoru připraveny již z výroby. Tyto díry jsou vyrobeny v dílech z šedé litiny. Na pravé i levé straně traktoru jsou dvě plochy každá s 4 dírami na šroub M16. Z toho jasně plyne, že celkem bude vlastní váhu plus váhu břemene nad přední nápravou držet 16 šroubů. Tuto celkovou sílu, která šrouby zatěžuje, vyjadřuje síla na nápravu F_N .

Při zatížení břemenem dochází k odlehčení zadní nápravy. V oblasti zadní nápravy je k přichycení použito 10 šroubů M16. Šrouby jsou zatíženy silou způsobenou jako protiváhou traktoru F_{PRO} . Tato síla je v porovnání se silou F_N menší více než o polovinu. Počet šroubů je více jak polovina větší oproti síle F_N . Z této skutečnosti lze usoudit, že pokud šrouby přenesou sílu F_N , přenesou i sílu F_{PRO} a není potřeba zvláštního výpočtu.

Aby nedocházelo ke stříhu, musí být ve šroubech vyvozena dostatečná síla, která nedovolí posunutí a následné zatížení stříhem. Velikost této síly přímo závisí na zatěžující síle F_N . Tuto osovou sílu vyvodíme odpovídajícím krouticím momentem.



Obrázek 29 - Uchycení rámu nakladaček k rámu traktoru

Tabulka 4 Rozměry šroubu M16 [10]

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr závitu	d	16	[mm]
Střední průměr závitu	d ₂	14,701	[mm]
Malý průměr závitu	d ₃	13,546	[mm]
Malý průměr matice	D ₁	13,835	[mm]
Rozteč	P	2	[mm]
Stoupání	P _h	2	[mm]
Úhle profilu	α	60	[°]
Výška hlavy	k	10	[mm]
Velikost šestihranu hlavy šroubu a matice	sk	24	[mm]
Výška matice	h	16,4	[mm]
Zaoblení výběhu závitu	R3	10	[mm]
Jmenovitá velikost díry a osazení šroubu	d _D	16,5	[mm]

5.2.1 Výpočet přítlačné síly

Posouvající síla $F_N=18\,675,6$

Počet šroubů $n=16$

5.2.2 Síla na jeden šroub

$$F_{\xi} = \frac{F_N}{n} = \frac{18675,7}{16} = 1167,2N \quad [11]$$

5.2.3 Přítlačná síla

Součinitel smykového tření neupravený povrch $f=0,3$ převzato z:[11]

Bezpečnost proti skluzu $k \geq 1,2$ volím $k=1,4$ převzato z:[2]

$$F_p \geq F_{\xi}$$
$$F_p = \frac{F_{\xi}}{k \cdot f} = \frac{1167,2}{1,4 \cdot 0,3} = 2\,779N \quad [1]$$

5.2.4 Kontrola rozměru šroubů

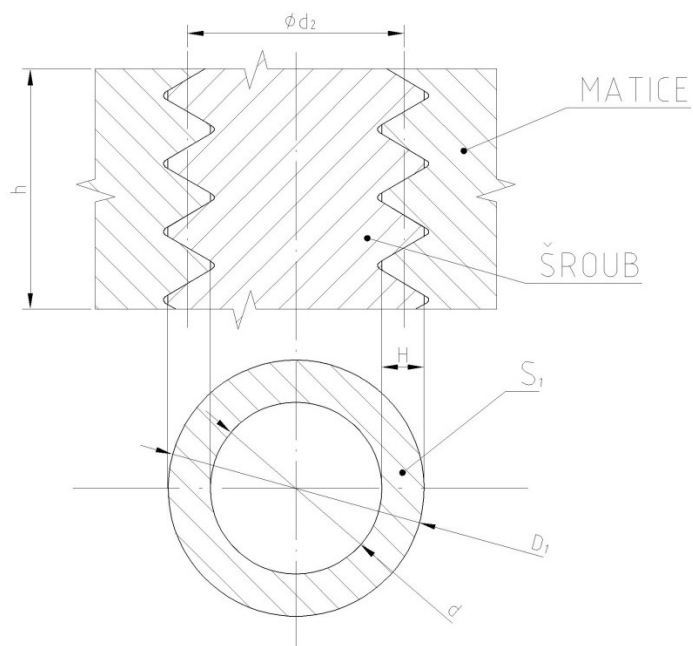
K upevnění volím šrouby pevnostní třídy 6.6 $Re=360MPa$ převzato z:[10].

Statickou bezpečnost volím $k_s=3,5$ převzato z:[1]

$$\frac{F_{\xi}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{Re}{k_s} \Rightarrow \frac{2779}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} \leq \frac{360}{3,5} \Rightarrow 19,3MPa \leq 102,9MPa \quad [1]$$

Šroub toto zatížení snese se značnou rezervou.

5.2.5 Kontrola otláčení závitů



Obrázek 30 - Plocha otláčení závitu

Počet závitů matice

Nosná hloubka závitu $h=20\text{mm}$

$$z = \frac{h}{P} = \frac{20}{2} = 10 \quad [3]$$

Otláčená plocha

S_1 =Plocha jednoho závitu

$$S = z \cdot S_1 = z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - D_1}{2} = 10 \cdot \pi \cdot 14,701 \cdot \frac{16 - 13,835}{2} = 500\text{mm}^2 \quad [3]$$

Tlak v závitech

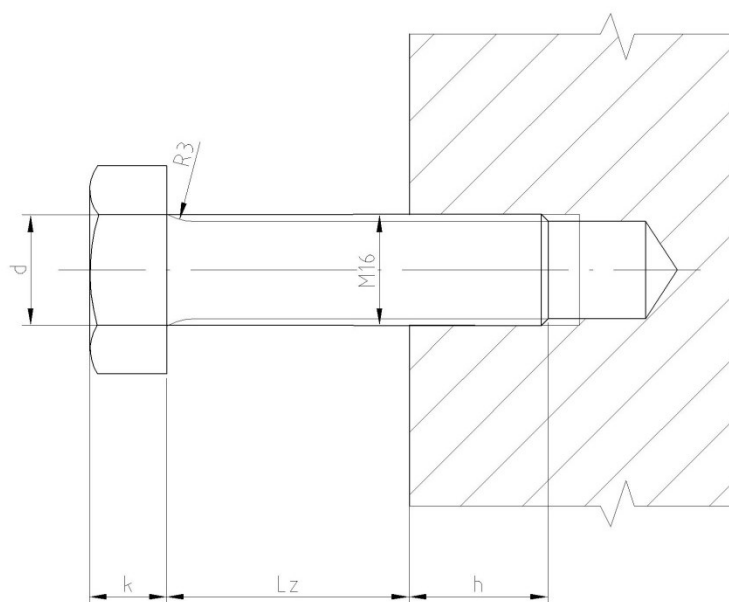
Dovolený tlak v závitech šedé litiny 42 2420 $p_D=105\text{MPa}$ převzato z:[10].

$$p = \frac{F_P}{S} = \frac{2779}{500} = 5,6\text{MPa} \quad [3]$$

$$p \leq p_D \quad 5,6 \leq 105$$

Tlak v závitech je menší než dovolený, matice vyhovuje.

5.2.6 Výpočet tuhosti v tahu šroubu



Obrázek 31 - Rozdělení šroubu pro výpočet tuhosti v tahu

Převrácená hodnota tuhosti šroubu

Modul pružnosti u ocelového šroubu $E_s = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ převzato z: [10]

Výška hlavy $k = 10 \text{ mm}$ viz Tabulka 4

Délka závitové části $L_z = 35 \text{ mm}$

Hloubka závitu $h = 20 \text{ mm}$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[\frac{\frac{2}{3} \cdot k}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{L_z}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} + \frac{\frac{h}{2}}{\pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} \right] \quad [2]$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[\frac{\frac{2}{3} \cdot 10}{\pi \cdot \left(\frac{16}{2}\right)^2} + \frac{35}{\pi \cdot \left(\frac{13,546}{2}\right)^2} + \frac{\frac{20}{2}}{\pi \cdot \left(\frac{14,701}{2}\right)^2} \right] = 1,595 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1}$$

Tuhost šroubu ve správném tvaru

$$c_s = \frac{1}{\frac{1}{c_s}} = \frac{1}{1,595 \cdot 10^{-6}} = 626\,994,8 \text{ MPa} \quad [2]$$

Výpočet tuhosti v tlaku přírub

Tuhost přírub stanovím redukcí Bachového komolého dvojkužele na trubku konstantního průřezu, která má stejné deformační vlastnosti.

Délka přírub je celkem $L_{PR}=35\text{mm}$.

Redukovaný průměr trubky d_{RED}

$$d_{RED} = s_K + \frac{L_{PR}}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 24 + \frac{35}{2} \cdot \operatorname{tg} 45 = 41,5\text{mm} \quad [2]$$

Úhel komolého dvoj kužele

$$\alpha = 45^\circ \text{ převzato z: [2]}$$

Průřez redukované trubky S_{PR}

$$S_{PR} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{RED}^2 - d_D^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (41,5^2 - 16,5^2) = 1138,8\text{mm}^2 \quad [2]$$

Tuhost příruby

$$c_{PR} = \frac{E_{PR} \cdot S_{PR}}{l_{PR}} = \frac{160000 \cdot 1138,8}{35} = 5\,206\,067,8\text{MPa} \quad [2]$$

Modul pružnosti litinové příruby $E_{PR}=160\,000\text{MPa}$ převzato z:[10].

5.2.7 Výpočet sil působících na šroub

Minimální síla v přírubě

$$F_{př\min} = \psi \cdot F_P = 0,85 \cdot 2779 = 2\,362,1\text{N} \quad [2]$$

součinitel těsnosti spoje $\Psi=0,85$ volím z rozmezí 0-1 převzato z:[2]

Osová síla

$$F_0 = F_{př\min} + \Delta F_{př} = F_{př\min} + F_P \cdot \frac{c_{př}}{c_s + c_{př}} \quad [2]$$

$$F_0 = 2362,1 + 2779 \cdot \frac{5083994,6}{626994,8 + 5083994,6} = 4\,842,4\text{N}$$

Výpočet statické síly působící obvodově na závit šroubu

Tato statická síla je po utažení matice konstantní.

$$F_z = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 4842,4 \cdot \operatorname{tg}(2,4^\circ + 16,1^\circ) = 1\,620,2\text{N} \quad [2]$$

Úhel stoupání závitu

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 2,4^\circ \quad [1]$$

Třecí úhel

matice i šroub neupraveno nemazáno $f_z=0,3$ převzato z:[11]

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,3}{\cos \frac{60}{2}} = 16,1^\circ \quad [1]$$

5.2.8 Výpočet utahovacího momentu

Součinitel tření $f=0,15$

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = F_O \cdot \tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_O \cdot f \cdot \frac{s_K + d_D}{4} = F_Z \cdot \frac{d_2}{2} + F_O \cdot f \cdot \frac{s_K + d_D}{4} \quad [1]$$
$$M_U = 1620,2 \cdot \frac{14,701}{2} + 4842,4 \cdot 0,15 \cdot \frac{24+16,5}{4} = 19\,263,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

5.2.9 Kontrola bezpečnosti šroubu

Statické namáhání šroubu v krutu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{1620,2 \cdot \frac{14,701}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 13,546^3} = 24,4 \text{ MPa} \quad [2]$$

Statické namáhání šroubu v tahu

$$\sigma_T = \frac{F_O + F_P \cdot \frac{c_S}{c_S + c_{P\check{R}}}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{4842,4 + 2779 \cdot \frac{626994,8}{626994,8 + 5206067,8}}{\pi \cdot \left(\frac{13,546}{2}\right)^2} = 35,7 \text{ MPa} \quad [2]$$

Porovnání se součinitelem statické bezpečnosti

Hodnota statické bezpečnosti k_S musí být větší než 1,5 převzato z: [2]

Redukované napětí σ_{RED}

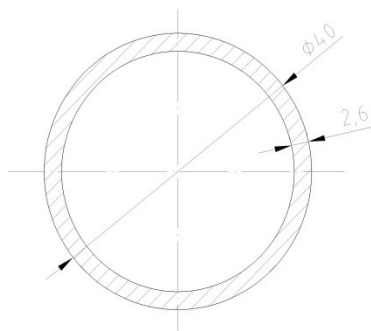
$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_T^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{360}{\sqrt{35,7^2 + 4 \cdot 24,4^2}} = 6 \geq 1,5 \quad [2]$$

Šroub vyhovuje ve všech kritériích.

5.3 Navržení rozměru táhel vyrovnávání

Při navrhování táhel vycházím z hodnoty síly $F_T=8\,577,8\text{N}$ viz Tabulka 1. Táhla vyrovnávání navrhují jako trubky o větším průměru z důvodu zachycení neočekávaných vzpěrů. Počítám s případným tlakem přeneseným do táhel při nabírání břemene, případně různé nárazy do hromady břemen a jiné síly, které mohou být způsobeny příčinou, jež nebyla popsána.

Volím proto trubku bezešvou průměru $D=40\text{mm}$, tloušťky stěny $t=2,6\text{mm}$. Materiál 11 423 se zaručenou svařitelností a dovoleným napětím v tahu $\sigma_D=110\text{MPa}$ převzato z:[10].



Obrázek 32 - Průřez trubky táhel

5.3.1 Napětí v daném průřezu

$$\sigma_T = \frac{F}{S} = \frac{F_{T2}}{\pi \cdot \frac{(D^2 - (D - 2 \cdot t)^2)}{4}} = \frac{29911,6}{\pi \cdot \frac{(40^2 - (40 - 2 \cdot 2,6)^2)}{4}} = 86,2\text{MPa} \quad [3]$$

Porovnání s dovoleným napětím

$$\sigma_D = 110\text{MPa} \text{ převzato z:[10]}$$

$$\sigma_D \geq \sigma_T \quad 110 \geq 86,2 \quad [3]$$

Podmínka je splněna, tudíž zvolená trubka o daném průměru vyhovuje.

5.4 Výpočet průměru čepů vyrovnávání táhel

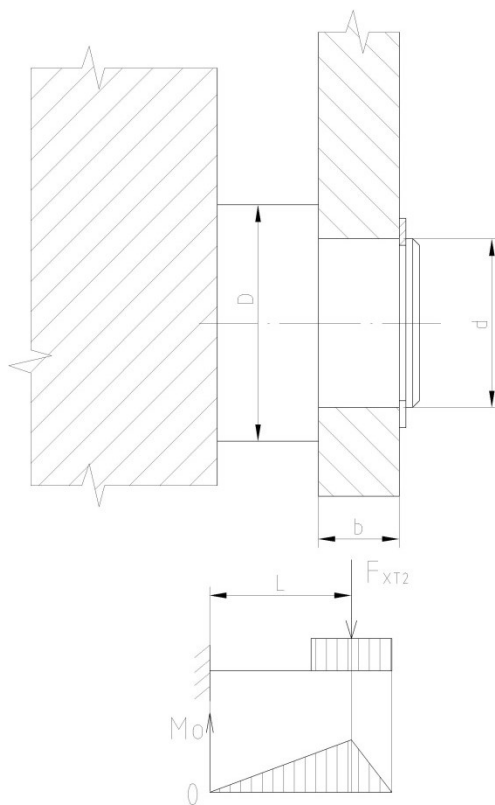
Maximální sílu F_{XT2} , která působí v táhlech vyrovnávání, je nutné podělit dvěma. Tento čep je navařen na obou stranách ramene. Při výpočtu rozměrů čepu vycházíme z nejvyšší hodnoty v táhlech $F_{XT2}=8110,5\text{N}$ viz Tabulka 1. Materiál čepu je ocel třídy 11423. Průměr $D=35\text{mm}$ volím s ohledem na použití. Plocha vzniklá tímto odstupňováním, vede vyrovnávací segmenty a nedocházelo zde ke křížení a kroucení.

Rozměry : $b=12\text{mm}$

$d=25\text{mm}$

$L=21\text{mm}$

$D=35\text{mm}$



Obrázek 33 - Čep vyrovnávání - rozměry

5.4.1 Ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{MAX}}}{W_o} = \frac{\frac{F_{XT2}}{2} \cdot L}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{26347,1}{2} \cdot 21}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 90,2 \text{ MPa} \quad [2]$$

Porovnání s dovoleným napětím v ohybu

$$\sigma_{DOV} = 120 \text{ MPa} \text{ převzato z: [10]}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{DOV} \quad 90,2 \leq 120 \quad [2]$$

5.4.2 Smyk

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_{XT2}}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{\frac{26347,1}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 13,4 MPa \quad [2]$$

Porovnání s dovoleným napětím v tahu

$$\tau_{DOV} = 70 MPa \text{ převzato z: [10]}$$

$$\tau_s \leq \tau_{DOV} \quad 13,4 \leq 70 \quad [2]$$

5.4.3 Otláčení

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_{XT2}}{b \cdot d}}{12 \cdot 20} = \frac{\frac{26347,1}{12 \cdot 20}}{12 \cdot 20} = 54,9 MPa$$

Porovnání s dovoleným tlakem

$$p_{DOV} = 115 MPa \text{ převzato z: [10]}$$

$$p \leq p_{DOV} \quad 54,9 \leq 115 \quad [3]$$

Zvolený čep vyhovuje všem druhům namáhání.

5.5 Výpočet svaru kolem čepu vyrovnávání táhel

Při navrhování svaru upevňující čep vyrovnávání táhel k ramenu vycházíme z hodnoty $F_{XT2}=8110,5N$ viz Tabulka 1. Tuto sílu je také nutné podělit dvěma, neboť čepy jsou přivařeny na obou stranách ramene. Čep je namáhán na smyk a ohyb od zadané síly. Materiál čepu i ramen je ocel 11 423 se zaručenou svařitelností $Re=226MPa$.

Statická bezpečnost $k_s=1,2$ volím převzato z: [2]

Převodní součinitel $k_3=0,75$ pro ruční svařování elektrickým obloukem dle ČSN 05 0120 převzato z: [1]

$$\text{Součinitel tloušťky koutového svaru } \beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 7 = 1,09 \quad [1]$$

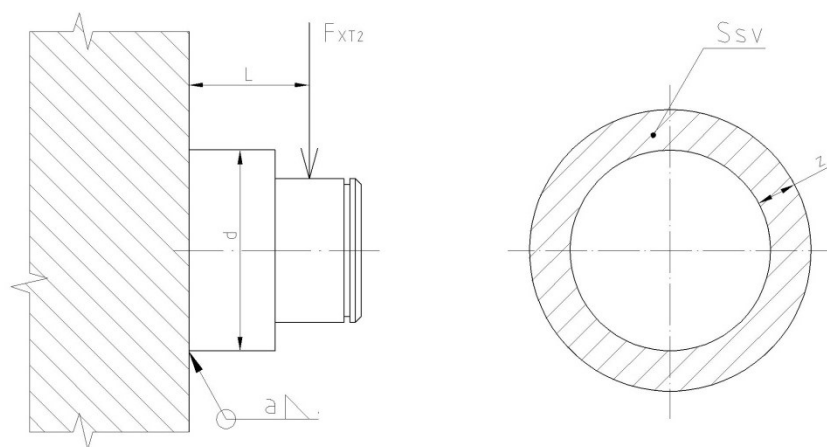
Rozměry : $a=5mm$

$$d=35mm$$

$$L=21mm$$

$$z=7mm$$

$$Re=226MPa \text{ převzato z: [10]}$$



Obrázek 34 - Čep vyrovnávání - svar

5.5.1 Smyk

$$\tau_{\perp}^{F_{XT2}} = \frac{F_{TX2}}{S_{SV}} = \frac{\frac{F_{TX2}}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2 \cdot a)^2 - d^2]} = \frac{\frac{26347,1}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot [(35 + 2 \cdot 5)^2 - 35^2]} = 8,4 \text{ MPa} \quad [1]$$

Dovolené napětí ve smyku od síly kolmé na svar

$$\tau_{\perp DOV}^{F_{XT2}} = k_3 \cdot \frac{Re}{k_s} = 0,75 \cdot \frac{226}{1,2} = 141,3 \text{ MPa} \quad [1]$$

Porovnání s dovoleným napětím ve smyku

$$\tau_{\perp}^{F_{XT2}} \leq \tau_{\perp DOV}^{F_{XT2}} \quad 8,4 \leq 141,3 \quad [1]$$

5.5.2 Ohyb

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{Mo}{W_{OSV}} = \frac{F_{TX2} \cdot L}{\frac{J_{XSV}}{\frac{d}{2} + a}} = \frac{F_{TX2} \cdot L}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(d + 2 \cdot a)^4 - d^4]}{\frac{d}{2} + a}} = \frac{26347,1 \cdot 21}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(35 + 2 \cdot 5)^4 - 35^4]}{\frac{35}{2} + 5}} = 97,5 \text{ MPa} \quad [1]$$

Dovolené napětí v ohybu od síly kolmé na svar

$$\tau_{\perp DOV}^{Mo} = k_3 \cdot \frac{Re}{k_s} = 0,75 \cdot \frac{226}{1,2} = 141,3 \text{ MPa} \quad [1]$$

Porovnání s dovoleným napětím v ohybu

$$\tau_{\perp}^{Mo} \leq \tau_{\perp DOV}^{Mo} \quad 97,5 \leq 141,3 \quad [1]$$

5.5.3 Pevnostní kontrola na složené namáhání

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{F_{XT2}}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{8,4}{141,3}\right)^2 + \left(\frac{97,5}{141,3}\right)^2} = 0,7 MPa \quad [1]$$

Redukované dovolené napětí ve svaru

$$\sigma_{RED DOV} = \beta \cdot \sigma_{DOV} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} = 1,09 \cdot \frac{226}{1,2} = 205,3 MPa \quad [1]$$

Porovnání s vypočítaným redukovaným namáháním ve svaru

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{RED DOV} \quad 0,7 \leq 205,3 \quad [1]$$

5.6 Výpočet průměru čepů pístů

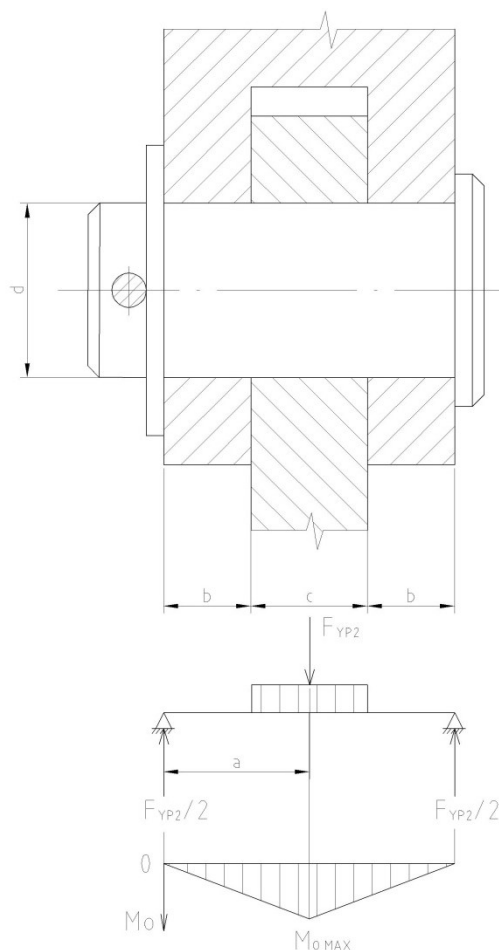
Na obou stranách pístu bude použit čep o stejném průměru d . Rozměr čepu je dán použitým typem výkyvných ok u přímočarých hydromotorů a šířkou ramene nakladače. Tento čep bude spojovat pevnou část pístu s konzolou pevně připevněnou na rámu traktoru a pohyblivou část pístu připevněnou k ramenu nakladače. Ukázalo se, že za největší zatěžující sílu dosadím sílu F_{YP3} viz Tabulka 1. Vycházející z polohy 2, kdy je břemeno v nejvzdálenější poloze. Jako materiál čepu volím ocel 11 700.

Rozměry : $a=25\text{mm}$

$b=15\text{mm}$

$c=20\text{mm}$

$d=25\text{mm}$



Obrázek 35 Čep pístu

5.6.1 Ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{MAX}}}{W_o} = \frac{\frac{F_{YP2}}{2} \cdot a}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{24662}{2} \cdot 25}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 201 \text{ MPa} \quad [2]$$

Porovnání s dovoleným namáháním v ohybu

$$\sigma_{DOV} = 230 \text{ MPa} \quad \sigma_o \leq \sigma_{DOV} \quad 201 \leq 230 \quad [2]$$

5.6.2 Smyk

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F_{YP2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{24662}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 25,1 \text{ MPa} \quad [2]$$

Porovnání s dovoleným namáháním ve smyku

$$\tau_{DOV} = 125 \text{ MPa} \text{ převzato z: [10]}$$

$$\tau_s \leq \tau_{DOV} \quad 25,1 \leq 125 \quad [2]$$

5.6.3 Otláčení

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_{yp2}}{b \cdot d} = \frac{24662}{20 \cdot 25} = 49,3 \text{ MPa} \quad [2]$$

Porovnání s dovoleným namáháním v tlaku

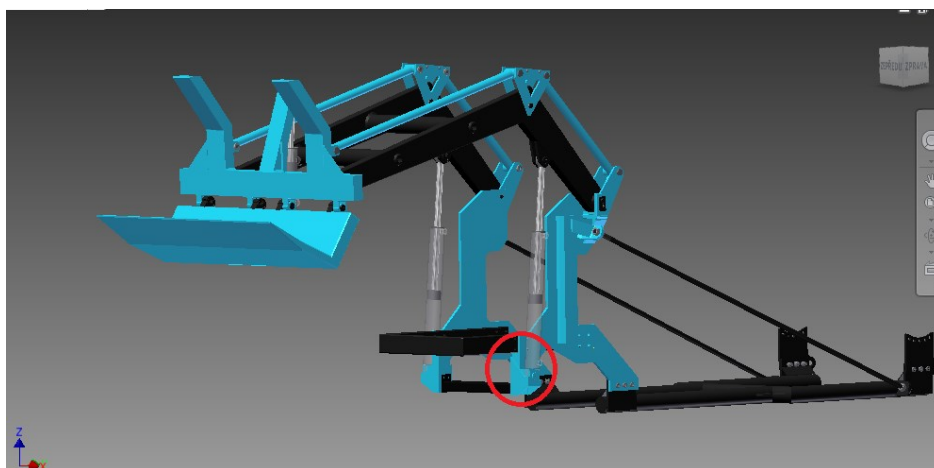
$$p_{DOV} = 210 \text{ MPa} \text{ převzato z: [10]}$$

$$p \leq p_{DOV} \quad 49,3 \leq 210 \quad [1]$$

Zvolený čep vyhovuje všem druhům namáhání.

5.7 Navržení tvaru a rozměrů konzoly spodního uchycení pístu

Řešíme konzolu uchycení hlavních pístů zvedání výložníku.



Obrázek 36 - Řešený konstrukční uzel

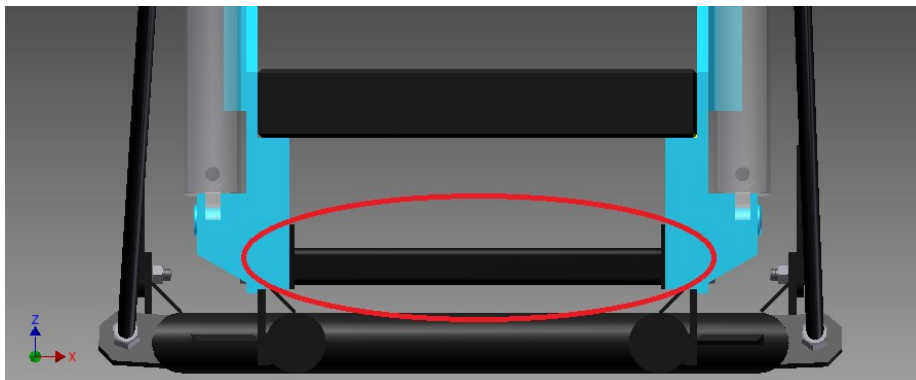
5.7.1 Popis působení sil

Celá konstrukce se skládá ze základní desky o tloušťce 15 mm na, kterou jsou dále přidávány ostatní díly a spojeny svařováním.

Působení zatížení v tomto konstrukčním uzlu je značné. Největší zatížení je při zvednutí do polohy 2., kdy je břemeno spolu s vlastní tíhou ramen v nejvzdálenější poloze viz Obrázek 18. Konzolu testujeme na největší zatížení statickou silou $F_{p2} = 24\,756,2 \text{ N}$

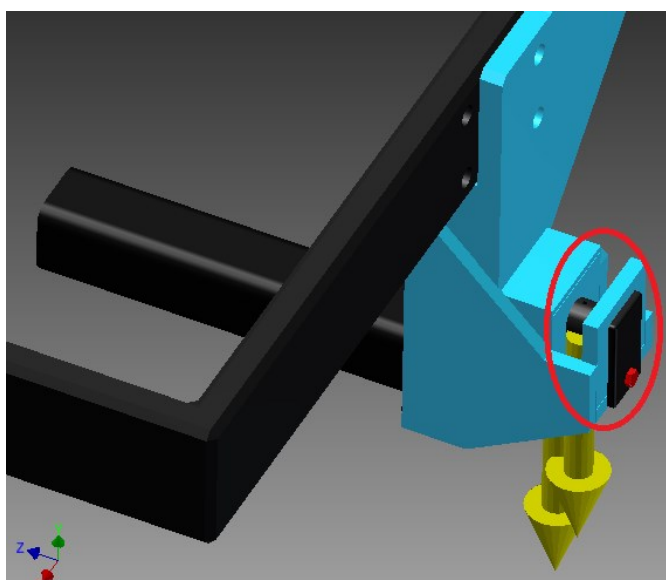
5.7.2 Použití vzpěry mezi písty

V konzole dochází k ohybovým účinkům od sil působících na písty. Síla v obou pístech je stejně velká. Proto je mezi konzoly vložena vzpěra, díky níž se vzájemně vyruší ohybové zatížení.



Obrázek 37 - Vzpěra

5.7.3 Zajištění čepu proti axiálnímu posunutí



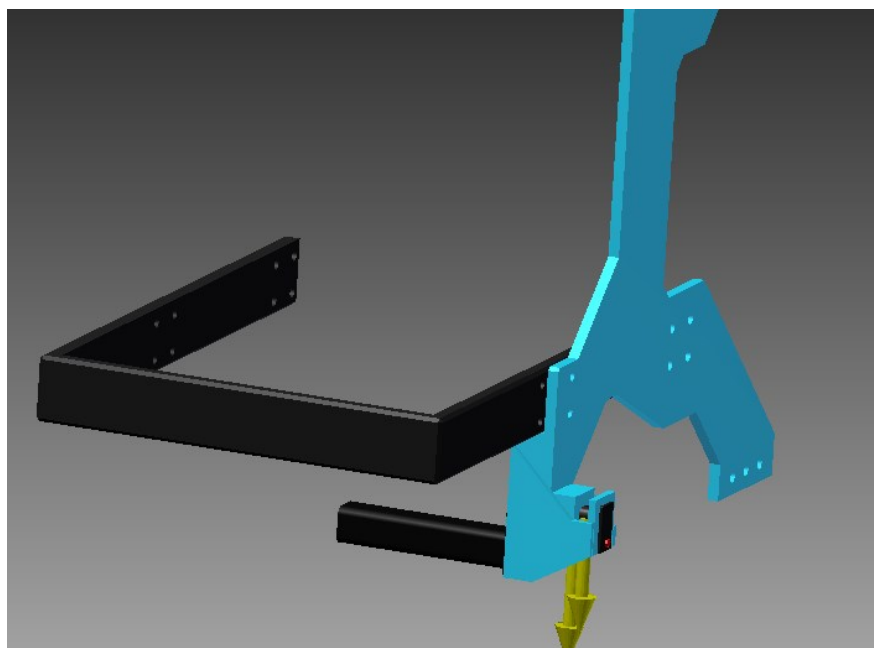
Obrázek 38 - Zajištění čepu

K uchycení pístu by mělo dojít ustavením do dané polohy a spojení pomocí čepu, který bude zajištěn proti axiálnímu posunutí šroubem.

5.7.4 Popis konstrukce

K vytvoření co nejtužší a nejlehčí konstrukce, bylo použito válcovaných U profilů ke zvýšení tuhosti základní desky z vnitřní strany naproti konzole uchycení. U profily byly použity i z důvodu snadné dostupnosti. Aby se zatížení přenášelo z čepu na základní desku ve více místech, bylo použito tvarovaných plechu tzv. bočnic z obou stran. Všechny

součástky jsou tvarově a rozměrově navrženy tak, aby nedocházelo ke kolizím hmot s ostatními komponenty sestavy, jako jsou například písty.

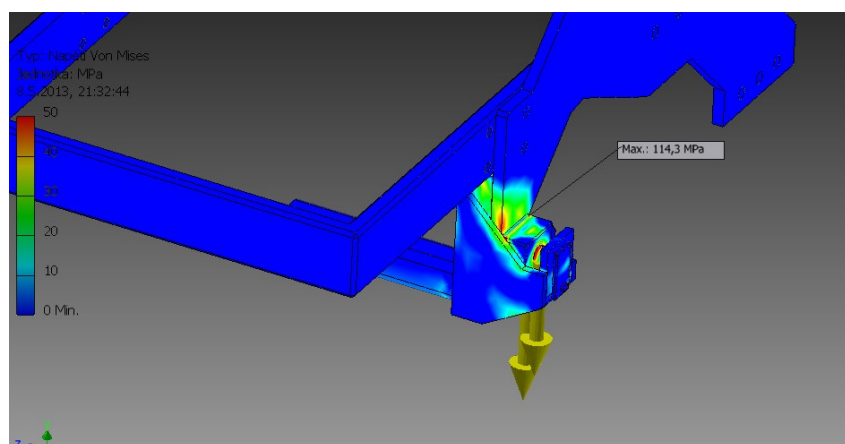


Obrázek 39 - Sestava na niž je prováděna pevnostní analýza

5.7.5 Definice okrajových podmínek

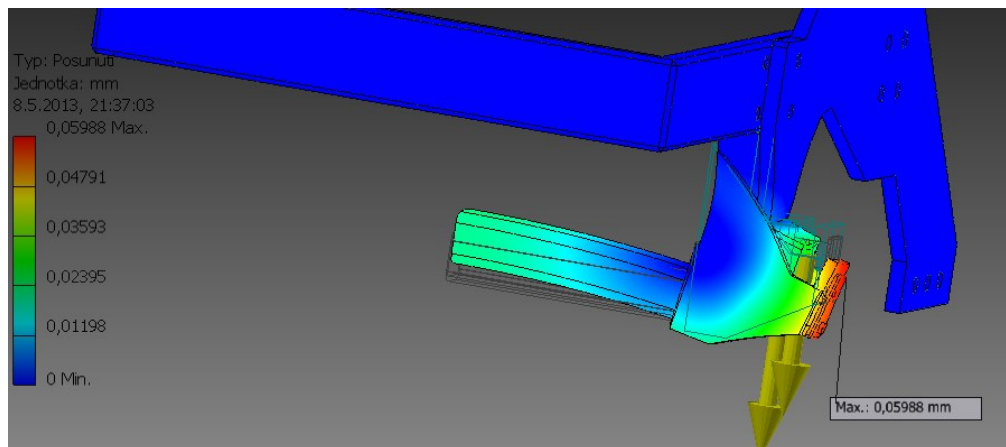
Jako pevná ukotvená součást je vybrán rám, který je namontován přímo na traktoru. Na rámu je použita pevná vazba. Přes díry a plochu je na něm ukotvena základní deska. Vzpěra je definována jako pevná vazba, avšak má zakázaný posuv pouze v jednom směru, aby simulace co nejvěrohodněji popisovala skutečnost. Posuv je zakázán ve směru zatížení druhé konzoly zatížené silou od pístu. Ztížení od pístu, je ve středu předpokládaného uchycení pístů. K definici zatížení byl použit příkaz zatížení do ložiska. Všechny dotyky jsou řešeny jako vázané, neboť všechny součásti budou spojeny pomocí svarů.

5.7.6 Výsledky a zhodnocení výsledných hodnot.



Obrázek 40 - Napětí v sestavě-nepřetvořený model

Hodnoty zatížení se dají zařadit k běžně vyráběným materiálům se zaručenou svařitelností a snadnou dostupností na trhu. Zároveň je použito poměrně tenkých plechů většinou tloušťku 5mm snadno zpracovatelných do jakéhokoliv tvaru na laseru.



Obrázek 41 - Posunutí vlivem zatěžujících sil

Posunutí, ke kterému dochází vlivem zatížení, je velmi malé 0,06mm a vzhledem k velikosti napětí se pohybuje v pružných deformacích. V uložení pístu jsou použita výkyvná ložiska, proto vychýlení konzol nebude přenášet ohybové napětí dále do pístu, ve kterém by tato vychýlení způsobila napětí a následná poškození. V rozpěře mezi písty dochází k posunutí vlivem deformace směrem vzhůru. Pokud by toto posunutí nabývalo větších hodnot, bylo by možné zabránit vhodně zvoleným žebrem.

Jako materiál volím ocel 11 423 – konstrukční ocel, tavná svařitelnost zaručená. Hodnoty pro statické namáhání oceli jsou: Tah-170MPa

Tlak-170MPa

Ohyb-175MPa

Krut-105MPa převzato z:[10]

Nejvyšší namáhání je 114,3MPa. Toto namáhání bude vyvozeno tahem. Konstrukce součásti umožní přenést všechna zatížení. Konstrukční řešení vyhovuje zadaným požadavkům.

5.8 Výpočet svaru uchycení vidlice pístu na rameno nakladače

Při navrhování svaru upevňující vidlici na rameno nakladače vycházím z hodnoty $F_{PHY3}=14750N$ viz Tabulka 1. Je to síla pístu v horním uložení ve směru osy Y působící při poloze 3. Tuto sílu je také nutné podělit dvěma, neboť je vidlice složena ze dvou částí přivařených na zespod ramene. Svar vidlice je namáhán především na smyk a částečně i na

ohyb od zadané síly. Materiál vidlic i ramen je ocel 11 423 se zaručenou svařitelností $Re=226MPa$ převzato z:[10].

Statická bezpečnost $k_s=1,2$ volím převzato z:[1]

Převodní součinitel $k_3=0,75$ pro ruční svařování elektrickým obloukem dle ČSN 05 0120 převzato z:[1]

Převodní součinitel $k_4=0,65$ pro ruční svařování elektrickým obloukem dle ČSN 05 0120 převzato z:[1]

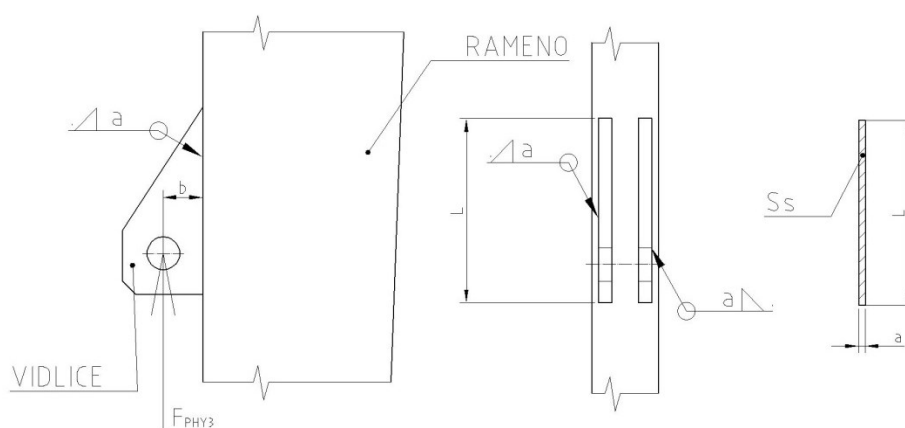
Součinitel tloušťky koutového svaru $\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 4,24 = 1,17$ [1]

Rozměry : $a=3mm$

$b=35$

$L=100mm$

$z=4,24mm$



Obrázek 42 - Vidlice ramene - svar

5.8.1 Smyk na jednu vidlici

$$\tau_{//}^{F_{PHY3}} = \frac{\frac{F_{PHY3}}{2}}{S_{SV}} = \frac{\frac{F_{PHY3}}{2}}{a \cdot L} = \frac{\frac{14750}{2}}{5 \cdot 140} = 24,6 MPa \quad [1]$$

Dovolené namáhání svaru ve smyku od síly rovnoběžné se svarem

$$\tau_{//DOV}^{F_{PHY3}} = k_4 \cdot \frac{Re}{k_s} = 0,65 \cdot \frac{226}{1,2} = 122,4 MPa \quad [1]$$

Porovnání s dovoleným napětím ve smyku

$$\tau_{//}^{F_{PHY3}} \leq \tau_{//DOV}^{F_{PHY3}} \quad 24,6 \leq 122,4 \quad [1]$$

5.8.2 Ohyb na jednu vidlici

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{OSV}} = \frac{\frac{F_{PHY3} \cdot b}{2}}{\frac{a \cdot L^2}{6}} = \frac{\frac{14750 \cdot 35}{2}}{\frac{3 \cdot 100^2}{6}} = 51,6 MPa \quad [1]$$

Dovolené namáhání svaru v ohybu od síly kolmé na svar

$$\tau_{\perp DOV}^{Mo} \leq k_3 \cdot \frac{Re}{k_s} = 0,75 \cdot \frac{226}{1,2} = 141,3 MPa \quad [1]$$

Porovnání s dovoleným napětím v ohybu

$$\tau_{\perp}^{Mo} \leq \tau_{\perp DOV}^{Mo} \quad 51,6 \leq 141,3 \quad [1]$$

5.8.3 Pevnostní kontrola na složené namáhání

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel}^{F_{XT2}}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{24,6}{122,4}\right)^2 + \left(\frac{51,6}{141,3}\right)^2} = 0,4 MPa \quad [1]$$

Dovolené redukované (složené) namáhání

$$\sigma_{RED DOV} = \beta \cdot \sigma_{DOV} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} = 1,17 \cdot \frac{226}{1,2} = 220,4 MPa \quad [1]$$

Porovnání s redukovaným namáháním

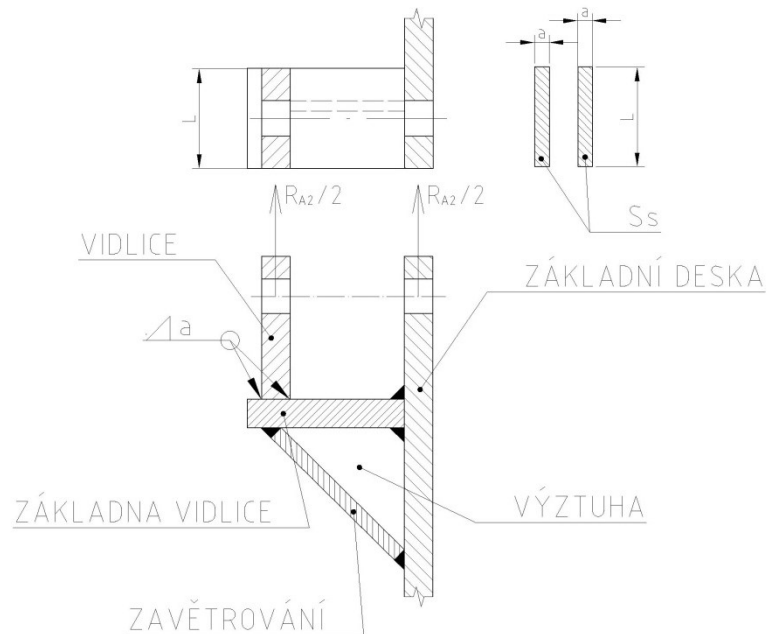
$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{RED DOV} \quad 0,4 \leq 220,4 \quad [1]$$

5.9 Výpočet svaru uchycení vidlice nesoucí rameno nakladače

Při navrhování svaru upevňující vidlici nesoucí rameno nakladače vycházím z hodnoty $R_{A2}=20096,4N$ viz Tabulka 1. Je to síla v ramenní vzniklá jako reakce proti síle pístu působící ve směru osy Y při poloze 2. Tuto sílu je také nutné podělit dvěma, neboť je vidlice složena ze dvou jednu tvoří základní deska a na ni je pomocí svaru připevněna druhá část vidlice. Bylo použito koutového svaru z obou stran vidlice, který je namáhán především tah od zadané síly. Ostatní svary v sestavě nepočítám, neboť tuto sílu bude dále přenášet větší množství svarů. Z tohoto důvodu bude tato dvojice svaru nejvíce namáhána, proto tyto svary počítám. Materiál vidlic i základní desky je ocel 11 423 se zaručenou svařitelností $Re=226MPa$.

Statická bezpečnost $k_s=1,2$ převzato z:[1]

Převodní součinitel $k_3=0,75$ pro ruční svařování elektrickým obloukem dle ČSN 05 0120 převzato z:[1]
 Rozměry : $a=3\text{mm}$
 $L=60\text{mm}$



Obrázek 43 - Vidlice uchycení ramene - svar

5.9.1 Tah ve svaru vidlice

$$\tau_{\perp}^{R_{A2}} = \frac{R_{A2}}{2 \cdot S_s} = \frac{R_{A2}}{2 \cdot a \cdot L} = \frac{20096,4}{2 \cdot 3 \cdot 60} = 27,9 \text{ MPa} \quad [1]$$

Dovolené napětí ve svaru od síly kolmé na svar

$$\tau_{\perp DOV}^{R_{A2}} = k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} = 0,75 \cdot \frac{226}{1,2} = 141,3 \text{ MPa} \quad [1]$$

Porovnání tahové síly s dovoleným napětím

$$\tau_{\perp}^{R_{A2}} = \tau_{\perp DOV}^{R_{A2}} \quad 27,9 \leq 141,3 \quad [1]$$

Svar vyhovuje s rezervou. Rozměry svaru především jeho délka, je dána rozměry součástí a proto vychází výsledek s tímto poměrem vůči dovolenému namáhání.

5.10 Výpočet čepu pístu radlice

V pístu radlice je stejný průměr čepu jako v pístech zvedání ramene nakladače. Protože je hydraulický okruh upraven na určitý tlak působí v čepích všech pístů stejně velké síly. Proto použijeme čep o průměru 25mm vyrobený z materiálu 11 700 výpočet viz Výpočet průměru čepů pístů.

5.11 Výpočet čepu pantů radlice

Radlice a pevná část bude spojena 3 panty. Na každé straně jedním a pod pístem třetím z důvodu snížení kroucení konstrukce od namáhání od pístu. Sílu, která v pantech působí, musíme podělit 3. Ukázalo se, že za největší zatěžující sílu dosadím sílu R_{URI} viz Tabulka 2. Vycházející z polohy 1, kdy je radlice nejvíce otevřena. Jako materiál čepu volím ocel 11 700.

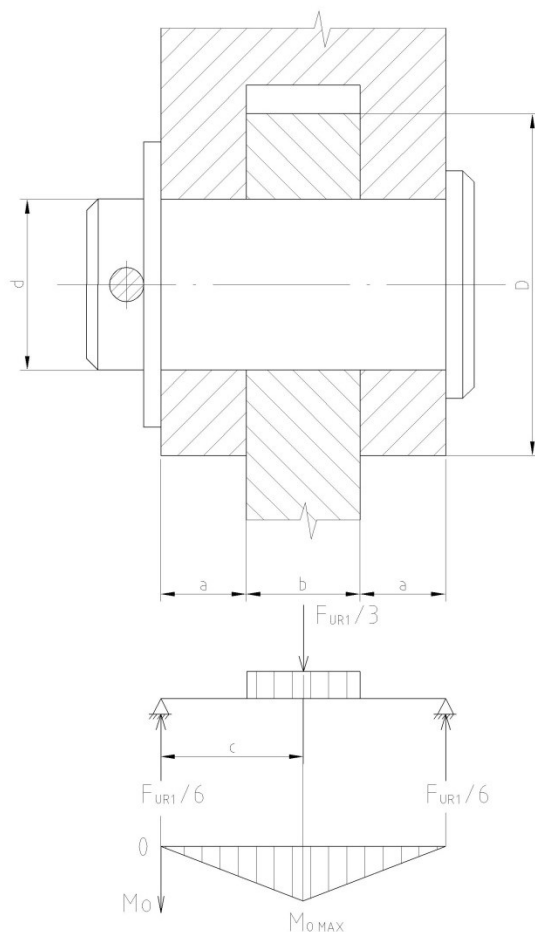
Rozměry : $d=20mm$

$$b = 1,6 \cdot d = 1,6 \cdot 20 = 32mm \quad [3]$$

$$a = \frac{b}{2} = \frac{32}{2} = 16mm \quad [3]$$

$$c = \frac{b}{2} + \frac{a}{2} = \frac{32}{2} + \frac{16}{2} = 24mm \quad [3]$$

$$D = 2,5 \cdot d = 2,5 \cdot 20 = 50mm \quad [3]$$



Obrázek 44 - Čep pístu radlice (pant)

5.11.1 Síla na jeden pant

$$\frac{F_{UR1}}{3} = \frac{33576,7}{3} = 11192,2N$$

5.11.2 Ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{MAX}}}{W_o} = \frac{\frac{\frac{F_{UR1}}{3} \cdot c}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{11192,2 \cdot 24}{2}}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 171MPa \quad [2]$$

Porovnání s dovoleným namáháním v ohybu

$$\sigma_{DOV} = 230MPa \quad \text{převzato z: [10]}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{DOV} \quad 171 \leq 230 \quad [2]$$

5.11.3 Smyk

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_{UR1}}{3}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{11192,2}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 17,8 MPa \quad [2]$$

Porovnání s dovoleným namáháním ve smyku

$$\tau_{DOV} = 125 MPa \quad \text{převzato z: [10]}$$

$$\tau_s \leq \tau_{DOV} \quad 125 \leq 17,8$$

5.11.4 Otláčení

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_{UR1}}{3}}{b \cdot d} = \frac{11192,2}{32 \cdot 25} = 14 MPa \quad [1]$$

Porovnání s dovoleným namáháním v tlaku

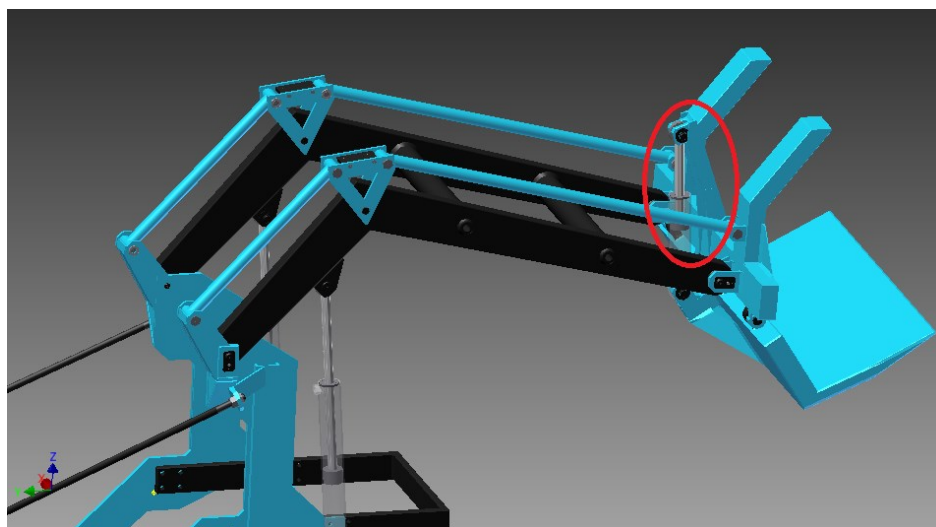
$$p_{DOV} = 210 MPa \quad \text{převzato z: [10]}$$

$$p \leq p_{DOV} \quad 14 \leq 210 \quad [1]$$

Zvolený čep vyhovuje všem druhům namáhání s rezervou, která není má uplatnění v případném nerovnoměrném rozložení zatížení od břemene.

5.12 Navržení tvaru uchycení pístu zavírání radlice

Píst je uchycen na vetknutém nosníku tvořeného válcovaným U profilem U100/B ČSN 42 5570 -11 423.



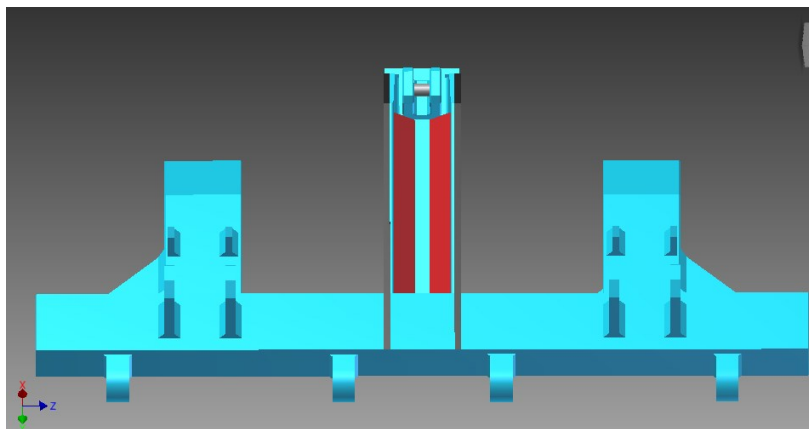
Obrázek 45 - Řešený konstrukční uzel

5.12.1 Popis působení sil

Působení zatížení v tomto konstrukčním uzlu je vyvoláno odporem při zavírání radlice. Tento odpor vzniká od působení váhy břemene případně při sevření břemene. Tato síla však nikdy nepřesáhne hodnotu nastavenou na pojistném ventilu. Tato hodnota je $F_{PR}=24\,756,2\text{N}$. Síla v podobě hydraulického pístu, působí zespod a snaží se nakloněný vetknutý nosník „vyrovnat“.

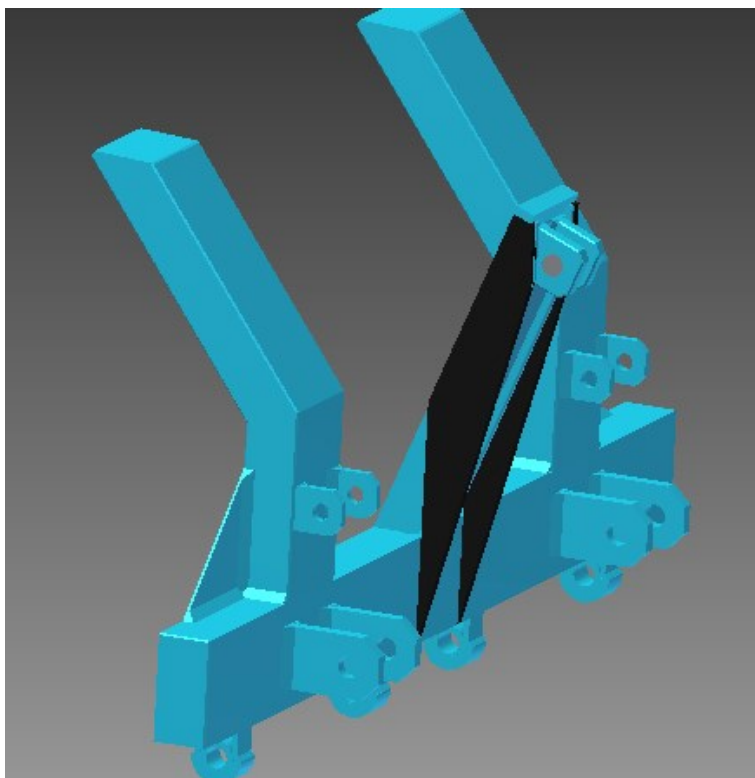
5.12.2 Popis konstrukce

K vytvoření co nejtužší a nejlehčí konstrukce, bylo použito válcovaného U profilu, který byl použit i z důvodu snadné dostupnosti. Tento Profil byl dále vyztužen z vnitřní strany proti ohybu plechem navřeným ze středu profilu do okrajů. Tím byla zvýšená odolnost proti ohybu. Obrázek 46 vyznačeny červenou barvou.



Obrázek 46 - Zvýšení tuhosti U profilu

Další prvkem zvyšujícím tuhost bylo použití bočních výztuh černá barva v obrázku. Tyto výztuhy z velké části přenáší sílu od pístu do spodní části konstrukce. Snižují velikost průhybu celého nosníku.



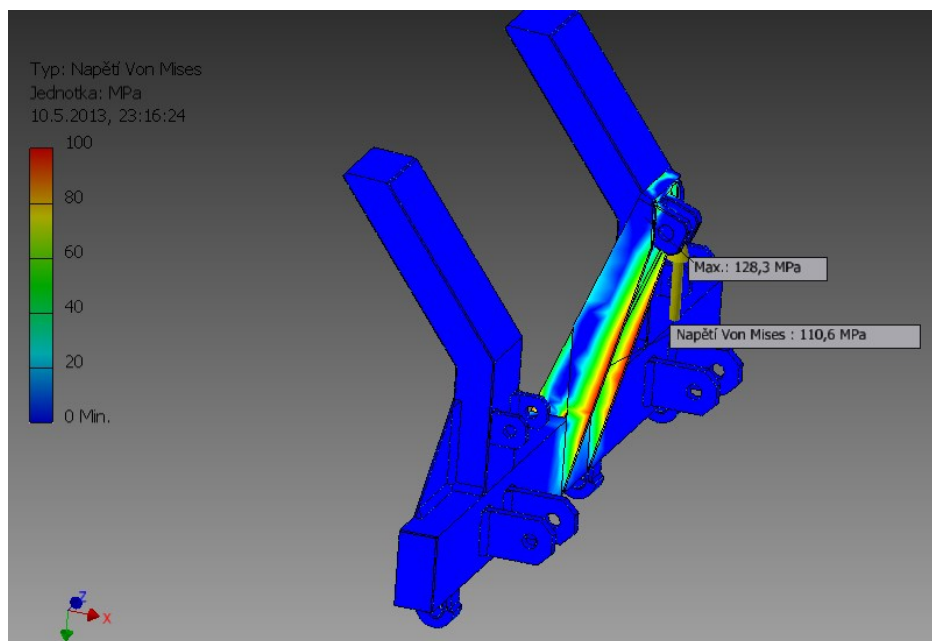
Obrázek 47 - Zvýšení tuhosti uchycení pístu

5.12.3 Definice okrajových podmínek

Jako pevná ukotvená součást je vybrána spodní část, na níž jsou uchyceny panty. Zde je definována pevná vazba. Ztížení od pístu je ve středu předpokládaného uchycení. K definici zatížení byl použit příkaz zatížení do ložiska. Všechny dotyky jsou řešeny jako vázané neboť všechny součásti budou pevně spojeny pomocí svarů.

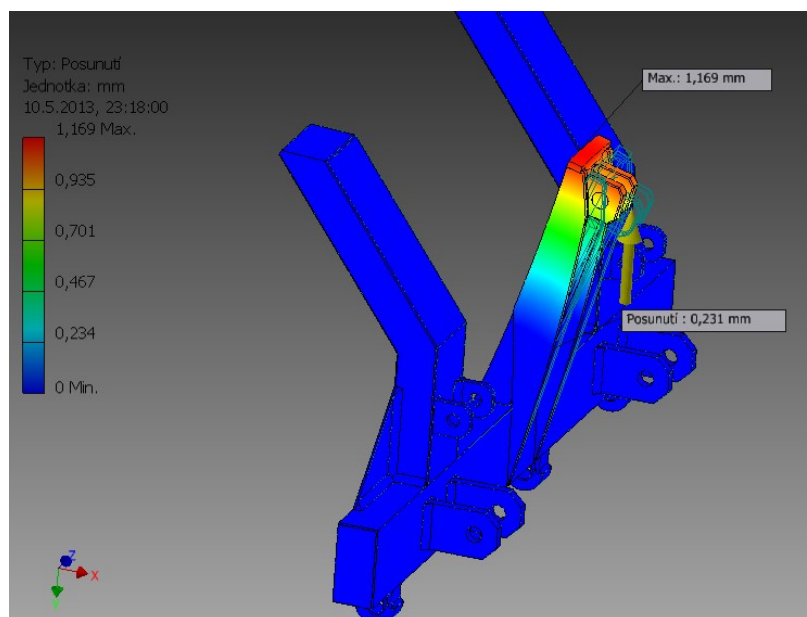
5.13 Výsledky a zhodnocení výsledných hodnot.

Hodnoty vzniklé od zatížení v hodnotě 128,3MPa se dají zachytit běžně vyráběnými materiály se zaručenou svařitelností a snadnou dostupností na trhu.



Obrázek 48 - Napětí v sestavě-nepřetvořený model

Posunutí, ke kterému dochází vlivem zatížení je poměrně velké, ale vzhledem k velikosti celé sestavy, je zanedbatelné. Neboť vzhledem k funkci součástky, je toto posunutí zanedbatelných rozměrů.



Obrázek 49 - Posunutí vlivem zatěžujících sil

Jako materiál volím ocel 11 423 – konstrukční ocel, tavná svařitelnost zaručená. Hodnoty pro statické namáhání oceli jsou: Tah-170MPa

Tlak-170MPa

Ohyb-175MPa

Nejvyšší namáhání je 128,3MPa. Toto namáhání bude vyvozeno talkem v místě mezi vidlicí pístu a plochou U profilu. Konstrukce součásti umožní přenést všechna zatížení. Konstrukční řešení vyhovuje zadaným požadavkům.

6 Závěr

Dle zadaných požadavků jsem navrhl přídatné zařízení pro přepravu neopracované kulatiny v lesním prostředí s nosností 600kg. Provedl jsem literární rešerši podobných zařízení vyskytujících se na trhu. Z těchto produktu jsem vybral varianty řešení konstrukčních uzlů, které nejlépe vyhovovali zadání. Následně jsem vyšel z dovoleného zatížení přední nápravy při navrhování tvaru a rozměrů ramen. Dále byl tento požadavek skloben s požadavkem na minimální výšku. Byla provedena analýza ve třech polohách ramen s předepsaným zatížením 600kg. Z výsledných hodnot byly vybrány ty nejvyšší. Až poté byly dimenzovány součástky a konstrukční uzly. Tímto je zajištěna nosnost předepsané váhy břemene v každé poloze. Uchycení pístu ve spodní části bylo zkontrolováno pomocí MKP analýzy. Radlice byla navržena tak, aby byla schopna pevně sevřít kulatinu o průměru až 0,65m. Také byla provedena kontrola, zda je hydraulický píst schopen vyvinout sílu k uzvednutí břemene. Nakladač má svůj vlastní rám vedoucí pod traktorem a sahající až k zadní nápravě. Tento rám slouží k zamezení namáhání rámu traktoru od váhy břemene v radlici, momenty v tomto rámu byly spočteny a díly přenášející největší zatížení zkontrolovány. Celá sestava je vytvořena spojením dílů pomocí svarů. Nejvíce namáhané svary čepy a šrouby byly zkontrolovány.

Při používání čelního nakladače je předpoklad dodržování zásad bezpečné práce. Jako jsou především jízda s břemene 0,3m nad úrovní terénu a jízda se zvýšenou opatrností při maximálním zdvihu břemene.

Tabulka 5 Technické parametry navrženého čelního nakladače

Nosnost	600kg
Maximální zdvih	2,3m
Maximální průměr kulatiny	0,65m
Vlastní hmotnost	580kg
Přípojný stroj	Kolový traktor ZETOR 6911

Celé zařízení jsem osobně v reálu sestrojil již v roce 2011. Tento návrh vycházel spíše z jistých zkušeností a konzultací se zkušeným konstruktérem. Celý projekt byl tehdy uskutečněn bez výpočtů a výkresové dokumentace. Proto je většina součástí v reálném stavu předimenzována. V bakalářské práci jsem se inspiroval tímto návrhem. Pomocí výpočtů jsem zkontroloval díly a pozměnil celkově návrh tak, aby vyhovoval zadání.



Obrázek 50 - Reálná podoba přídavného zařízení na ZETOR 6911

Použitá literatura

- [1] K. KALÁB. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře.: Části spojovací.* dotisk 1. vydání. Ostrava: VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA 17.listopadu 15/2172 7008 33 Ostrava - Poruba, 2010. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [2] M.NĚMČEK. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje.* 1. vydání. Ostrava: VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2002. ISBN 80-248-0050-0.
- [3] J.ZELENÝ. *Stavba strojů - strojní součásti: Učebnice pro střední průmyslové školy.* Brno: Computer Press, a.s. nám. 28. dubna 48, 2003. ISBN 80-7226-311-0.
- [4] Z.CVEKL,K.Jeřábek. *Lopatové nakladače.* první. Praha: ČVUT, Praha 1, Husova 5, 1972. ISBN 57-676-72-17-51.
- [5] TRAKTORY ZETOR | NAKLADAČE TRAC-LIFT | ZETOR traktory - Morava - Mitrenga a.s. *ZETOR traktory - Morava - Mitrenga a.s.* [online]. 2013 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.zetormorava.cz/zetormorava/4-TRAKTORY-ZETOR/75-NAKLADACE-TRAC-LIFT>
- [6] HUMPOLECKÉ STROJÍRNY HUMPOLEC A.S. *Trac - lift: Powerful.* Humpolec, 2012. Dostupné z: http://www.trac-lift.cz/files/13_prospekt%20trac_lift_CZ%202011.pdf
- [7] PTR - Strojní závod Třeboň | Nízký rampovač. *PTR - Strojní závod Třeboň | PTR Strojní závod Třeboň* [online]. 2013 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.ptr.cz/cz/lesnicke-nastavby/cz/lesnicke-nastavby/rampovace/nizky-rampovac.html>
- [8] HLAVÁČKOVÁ, Milada. E-learning - Statika. M.HLAVÁČKOVÁ. *E-learning - Statika* [online]. 2010 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: http://www.337.vsb.cz/materialy/Milada_statika_1st/links/kapitoly/09/prime_nosniky.htm
- [9] HLAVÁČKOVÁ, Milada. E-learning - Statika. M.HLAVÁČKOVÁ. *E-learning - Statika* [online]. 2010 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: http://www.337.vsb.cz/materialy/Milada_statika_1st/links/kapitoly/10/lomene_nosniky.htm
- [10] J.LEINVEBER, P.Vávra. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* druhé doplněné vydání. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [11] K.KALÁB. *NÁVRH A VÝPOČET DYNAMICKY NAMÁHANÉHO ŠROUBU:* Vysokoškolská příručka. Ostrava, 2009. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>

Seznam příloh

Označení	Název	Formát
Příloha A	Technická data traktoru	A4
Příloha B	Tabulka dovolených zatížení na přední nápravu	A4
Příloha C	Přídavné zařízení na Zetor 6911	A0
Příloha D	Detail konstrukčního uzlu	A3